
BACHELORARBEIT

Herr
Ron Mettendorf

**Entwurf einer
Hub-Schwenkeinheit**

2011

BACHELORARBEIT

Entwurf einer Hub-Schwenkeinheit

Autor:
Herr Ron Mettendorf

Studiengang:
Mechatronik

Seminargruppe:
ME07w1-B

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Martin Zimmermann

Zweitprüfer:
Dipl.-Ing. Frank Augustin

Einreichung:
Mittweida, 26.09.2011

BACHELOR THESIS

Concept of a Pick and Place Unit

author:
Mr. Ron Mettendorf

course of studies:
Mechatronic

seminar group:
ME07w1-B

first examiner:
Prof. Dr.-Ing. Martin Zimmermann

second examiner:
Dipl.-Ing. Frank Augustin

submission:
Mittweida, 26.09.2011

Bibliografische Angaben:

Mettendorf, Ron:

Entwurf einer Hub- Schwenkeinheit

Concept of a Pick ad Place Unit

2011 - 73 Seiten

Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), University of Applied Sciences,
Fakultät Maschinenbau, Bachelorarbeit, 2011

Referat

Die Bachelorarbeit soll die Entwicklung einer Maschine aufzeigen, welche in der Lage ist Bauteile automatisch in Bearbeitungsmaschinen einzulegen. Dazu muss sie eine lineare Hubbewegung sowie eine Schwenkbewegung ausführen können. Durch ein weiteres Drehgelenk am Ende des Auslegerarms soll es möglich sein das zu transportierende Teil um seine eigene Achse zu drehen und gerichtet abzulegen.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-------------|
| Referat..... | IV |
| Abkürzungsverzeichnis..... | VII |
| Abbildungsverzeichnis..... | VIII |
| 1 Einleitung..... | 1 |
| 1.1 Motivation..... | 1 |
| 1.2 Zielsetzung | 1 |
| 1.3 Kapitelübersicht..... | 2 |
| 2 Marktanalyse..... | 3 |
| 2.1 SMC, Hubschwenkeinheit Serie MRQ..... | 3 |
| 2.2 ITW e.V. Chemnitz, Hub-Schwenk-Einheit mit strukturintegrierten Direktantrieben..... | 4 |
| 2.3 SPN, Hub-Schwenk-Einheit HSE | 5 |
| 2.4 Gruhatec, Hub-und Schwenkeinheit HSE..... | 6 |
| 3 Lasten- und Pflichtenheft..... | 7 |
| 3.1 Lastenheft..... | 7 |
| 3.2 Pflichtenheft..... | 7 |
| 3.2.1 Hubbewegung..... | 7 |
| 3.2.2 Schwenkbewegung..... | 8 |
| 3.2.3 Schwenkarm..... | 8 |
| 3.2.4 Einsatzmöglichkeiten..... | 9 |
| 4 Lösungskonzepte..... | 10 |
| 4.1 Hubeinheit..... | 10 |
| 4.1.1 Berechnung der Hubkraft..... | 10 |
| 4.1.2 Berechnung des Kippmoments..... | 12 |
| 4.1.3 Entwurf mit Rundführungen..... | 13 |
| 4.1.4 Erster Entwurf mit Schienenführungen..... | 14 |
| 4.1.5 Endgültiger Entwurf Hubeinheit..... | 20 |
| 4.1.6 Wahl der Führungskomponenten..... | 23 |
| 4.2 Schwenkeinheit..... | 32 |
| 4.2.1 Berechnung des Drehmomentes | 32 |

| | |
|--|------------|
| 4.2.2 Wahl eines Schwenkantriebes..... | 34 |
| 4.2.3 Lagerung..... | 36 |
| 4.2.4 Messsystem..... | 43 |
| 4.3 Schwenkarmbaugruppe..... | 48 |
| 4.4 Greiferdrehantrieb..... | 50 |
| 4.5 Gesamtentwurf..... | 54 |
| 5 Zusammenfassung..... | 57 |
| Literaturverzeichnis..... | X |
| Anlagen..... | XII |
| Eigenständigkeitserklärung..... | XV |

Abkürzungsverzeichnis

GDA

...Greiferdrehantrieb

HE

...Hubeinheit

HSE

...Hub-Schwenkeinheit

SABG

...Schwenkarmbaugruppe

SE

...Schwenkeinheit

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abbildung 1: SMC, Hubschwenkeinheit Serie MRQ Quelle:SMC, Katalogblatt, Serie MRQ | 4 |
| Abbildung 2: ITW Chemnitz, H-S-Einheit..... | 4 |
| Abbildung 3: SPN, Hub-Schwenk-Einheit..... | 5 |
| Abbildung 4: Gruhatec, Hub-und Schwenkeinheit HSE..... | 6 |
| Abbildung 5: Entwurf Hubeinheit mit Rundführungen..... | 14 |
| Abbildung 6: Schnittdarstellung Linearzylinder | 15 |
| Abbildung 7: Schnittdarstellung Entwurf Hubeinheit 2..... | 19 |
| Abbildung 8: Entwurfsidee Hubeinheit..... | 20 |
| Abbildung 9: Schnittdarstellung endgültiger Entwurf Hubeinheit..... | 22 |
| Abbildung 10: Skizze, Aufbau Linearführung..... | 23 |
| Abbildung 11: Linear Motion Designer: Schritt 1..... | 24 |
| Abbildung 12: Linear Motion Designer: Schritt 2..... | 25 |
| Abbildung 13: Linear Motion Designer: Schritt 3..... | 26 |
| Abbildung 14: Linear Motion Designer: Schritt 4..... | 27 |
| Abbildung 15: Übersicht Massen..... | 27 |
| Abbildung 16: Linear Motion Designer: Schritt 5, Masse 1..... | 28 |
| Abbildung 17: Linear Motion Designer: Schritt 5, Masse 2..... | 28 |
| Abbildung 18: Linear Motion Designer: Schritt 5, Masse 3..... | 29 |
| Abbildung 19: Linear Motion Designer: Schritt 6..... | 30 |
| Abbildung 20: Einbau Führungselemente..... | 31 |
| Abbildung 21: Geschwindigkeit-Weg-Diagramm..... | 33 |

| | |
|--|----|
| Abbildung 22: Schunk Torquemotor STM..... | 34 |
| Abbildung 23: Siemens Direktantrieb 1FW6..... | 35 |
| Abbildung 24: Skizze Kreuzrollenlager..... | 37 |
| Abbildung 25: Diagramm Temperaturfaktor..... | 37 |
| Abbildung 26: Tabelle Belastungsfaktor..... | 37 |
| Abbildung 27: Tabelle Äquivalenzfaktoren..... | 38 |
| Abbildung 28: Skizze Massenschwerpunkte..... | 38 |
| Abbildung 29: Skizze Kreuzrollenlager..... | 41 |
| Abbildung 30: Tabelle: Sicherheitsfaktoren..... | 42 |
| Abbildung 31: Positionen für Messsystem | 43 |
| Abbildung 32: Befestigung Teilungstrommel..... | 44 |
| Abbildung 33: Abtastkopf Einbaulage 1..... | 44 |
| Abbildung 34: Abtastkopf Einbaulage 2..... | 44 |
| Abbildung 35: Befestigung Abtastkopf 1..... | 45 |
| Abbildung 36: Befestigung Abtastkopf 2..... | 45 |
| Abbildung 37: Schnittdarstellung Entwurf Schwenkeinheit..... | 46 |
| Abbildung 38: Schwenkarmbaugruppe..... | 48 |
| Abbildung 39: Schnittdarstellung: Greiferdrehachse..... | 49 |
| Abbildung 40: Greiferdrehantrieb..... | 50 |
| Abbildung 41: Schnittdarstellung: Abtriebswelle..... | 50 |
| Abbildung 42: Sicht von oben auf Schwenkarm..... | 51 |
| Abbildung 43: Berechnung Vorzugslänge..... | 53 |
| Abbildung 44: Fase und Freistich..... | 54 |

| | |
|--|----|
| Abbildung 45: Ansicht komplette HSE..... | 55 |
| Abbildung 46: Schnittansicht HSE | 56 |

1 Einleitung

1.1 Motivation

Derzeit wird noch keine Hub-Schwenkeinheit mit den geforderten Besonderheiten von einer Firma angeboten. Dies bestätigte auch eine, im Zuge der Erstellung dieser Ausarbeitung, vorgenommene Marktanalyse. Maßgeblicher Grund für die Notwendigkeit der Entwicklung dieser HSE ist vor allem die große Masse, welche von der HSE aufgenommen, gehoben und gleichzeitig geschwenkt werden soll. Um dennoch eine automatisierte Lösung für den gewünschten Teiletransport zu erreichen, ist der Entwurf einer neuen HSE erforderlich.

1.2 Zielsetzung

Die vorliegende Arbeit soll den Entwurf einer HSE beinhalten. Es soll dabei eine Maschine entwickelt werden, welche in der Lage ist, Bauteile automatisch in Bearbeitungsmaschinen einzulegen. Die HSE soll in der Lage sein, ein Werkstück zu heben, es um ihre Hauptachse zu schwenken und über ein weiteres Drehgelenk am Ende des Auslegerarms um seine eigene Achse zu drehen und gerichtet abzulegen.

Vor dem eigentlichen Entwurf soll eine Marktanalyse zu bereits angebotenen HSE durchgeführt werden. Neben der Suche nach eventuell bereits erhältlichen HSE, welche die Anforderungen erfüllen würden, soll die Marktanalyse verschiedene Funktionsprinzipien aufzeigen und so zum Finden von eigenen Lösungsideen anregen.

Das Projekt soll die Darstellung von verschiedenen Lösungsideen und deren Vergleich beinhalten. Am Ende soll ein kompletter Entwurf, bestehend aus den besten einzelnen Lösungsvarianten, einer HSE entstehen.

1.3 Kapitelübersicht

Die Bachelorarbeit besteht aus fünf Kapitel.

Nach den Vorbemerkungen in der Einleitung wird im zweiten Kapitel eine Marktanalyse zu derzeit angebotenen HSE durchgeführt. Dabei werden verschiedene HSE vorgestellt und auf jeweilige Besonderheiten hingewiesen.

Anschließend wird im dritten Kapitel mit Hilfe eines erarbeiteten Lasten- und Pflichtenheftes, welches die Anforderungen an die HSE beinhaltet, ein Konzept zur Umsetzung dieser Anforderungen aufgestellt. Die im Kapitel 3 gestellten Anforderungen sind maßgebend und stellen die Grundlage für die gesamte Arbeit dar.

Im vierten Kapitel werden die Entwürfe und deren Entwicklung aufgezeigt. Das Kapitel enthält neben dem Vergleich von verschiedenen Lösungsideen ebenfalls notwendige Berechnungen zu einzelnen Komponenten. Von einzelnen Entwürfen ausgehend, beinhaltet dieses Kapitel alle notwendigen Schritte bis zur Gesamtkonzeption der HSE.

Schließlich werden im fünften Kapitel die Resultate der vorangegangenen Kapitel der Bachelorarbeit noch einmal zusammengefasst. Zusätzlich wird ein Ausblick auf eine mögliche Weiterentwicklung der HSE gegeben.

2 Marktanalyse

Vor der eigentlichen Entwicklung von eigenen Konzepten zur Umsetzung der Hub-Schwenkeinheit, wurde zunächst eine Marktanalyse durchgeführt, welche eine Recherche über den aktuellen Stand der Technik beinhaltet. Dabei sollen verschiedene Lösungsideen erkannt und miteinander verglichen werden.

Nach der Suche bei verschiedensten Anbietern von Automatisierungslösungen wurde festgestellt, dass bereits zahlreiche HSE angeboten werden, welche sich teilweise stark im Aufbau, der Größe, ihrer Art des Antriebes und somit auch im Rahmen ihres Einsatzgebietes unterscheiden. Dennoch ist keine der erhältlichen HSE für das Aufnehmen von Massen und Momenten der geforderten Größe geeignet.

Einige dieser gefundenen HSE werden nachfolgend kurz vorgestellt und ihre markanten Eigenschaften in Funktionsweise und Aufbau genannt.

2.1 SMC, Hubschwenkeinheit Serie MRQ

Diese HSE der Firma SMC ist in zwei verschiedenen Baugrößen erhältlich. Mit 32 bzw. 40 mm besitzt sie den gleichen Querschnitt wie gängige Profile zum Bau von Anlagen und Maschinen und kann somit platzsparend in Anlagen integriert werden. Sie besitzt eine kompakte Bauart und ermöglicht Hub- und Schwenkbewegungen, welche unabhängig voneinander gesteuert werden können. Mit der HSE sind Hübe von bis zu 100 mm möglich. Die Schwenkwinkel sind nicht frei wählbar. Sie beschränken sich auf 90° und 180°. Die Linearachse verfügt über eine pneumatische Endlagendämpfung, womit ein sanftes Stoppen der Linearbewegung ermöglicht wird. Die Schwenkbewegung kann durch Endlagen der Rotationsachse auf $\pm 5^\circ$ genau justiert werden. Die Endlagen der Hub- sowie Schwenkbewegung können mit Standardsignalgebern erkannt werden. Auf der nachfolgenden Abbildung ist die HSE zu sehen.



Abbildung 1: SMC, Hubschwenkeinheit Serie MRQ

Quelle: SMC, Katalogblatt, Serie MRQ

2.2 ITW e.V. Chemnitz, Hub-Schwenk-Einheit mit strukturintegrierten Direktantrieben

Dank ihrer strukturintegrierten Direktantriebe und besonderen Komponenten wie einer Nutwelle und einer Dünnringwälzlagerung besitzt diese HSE einen sehr kompakten Aufbau. Sie wird durch Permanent-Magnet-Synchronantriebe, welche durch digitale Servoregler gesteuert werden, angetrieben. Ebenso integriert ist ein inkrementales Winkel- und Wegmesssystem. Die HSE kann frei mit interpolierten Bewegungsabläufen für Aufgaben der Handhabungs- und Montagetechnik programmiert werden. Sie kann außerdem zu einem Baukasten aus Gelenken mit mehreren Rotations- und Linearantrieben erweitert werden. Neben Hüben bis 120 mm kann mit der HSE jeder Schwenkwinkel präzise realisiert werden.

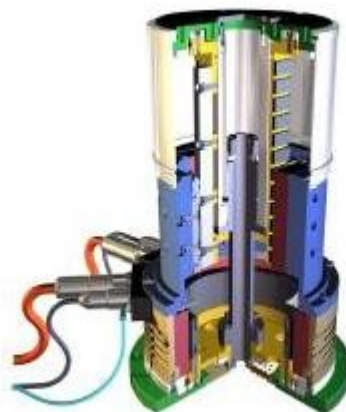


Abbildung 2: ITW Chemnitz, H-S-Einheit

Quelle: ITW e.V. Chemnitz, Dokumentation Hub-Schwenk-Einheit

2.3 SPN, Hub-Schwenk-Einheit HSE

Bei der HSE der Firma SPN wird die Rotations- und Hubbewegung durch jeweils einen Elektromotor angetrieben. Für die Rotation wird die vom Motor erzeugte Rotationsbewegung durch ein Planetenradgetriebe untersetzt und über ein Stirnrad mit Zwischenrad an die Abtriebswelle der Einheit weiter geleitet. Die lineare Hubbewegung wird von einer, vom zweiten Motor angetriebene, Kugelumlaufspindel erzeugt. Die daraus entstandene Linearbewegung wird durch eine Traverse an die Abtriebswelle übertragen. Die beiden Motoren können unabhängig voneinander angesteuert werden, was uneingeschränkt interpolierte Bewegungen beider Achsen zulässt. Je nach Typ der HSE sind maximale Hübe von 30 bis 60 mm möglich. Aus konstruktiven Gründen sind Schwenkbewegungen nur bis zu einem maximalen Schwenkwinkel von ca. 210° durchführbar. In der nachfolgenden Schnittdarstellung lässt sich die Funktionsweise der HSE erkennen.

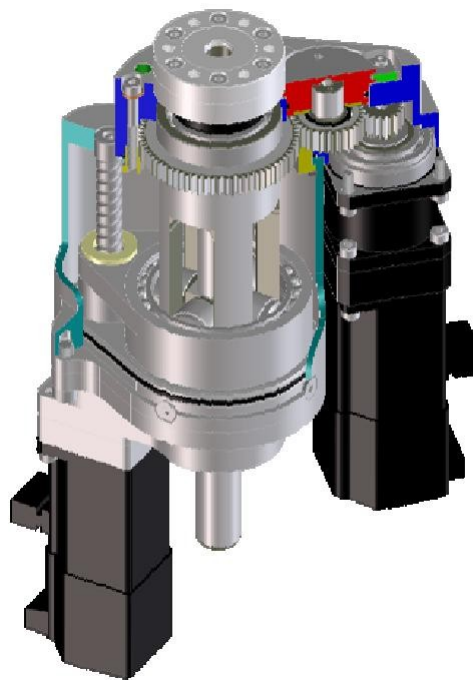


Abbildung 3: SPN, Hub-Schwenk-Einheit

Quelle: SPN, Dokumentation Hub-Schwenkeinheit HSE

2.4 Gruhatec, Hub-und Schwenkeinheit HSE

Die HSE der Firma Gruhatec wird rein pneumatisch betrieben. Zwei Zahnstangen, welche durch Steuerung von Luftdruckventilen linear bewegt werden können, sorgen für die Rotationsbewegung des Schwenkrades. In diesem Schwenkrad befindet sich eine Bohrung in der sich der Kolben des Pneumatikzylinders für den Hub bewegt. Der Arbeitszylinder ist auch für den Vakuumbetrieb geeignet. Der Kolben besitzt einen ovalen Querschnitt, wodurch eine Verdrehsicherheit erzielt wird. Mittels Hubbegrenzung lässt sich der Hub des Arbeitszylinders stufenlos verstellen. Der Schwenkbereich der HSE beträgt maximal 90° , wobei sich dieser mittels mechanischer Anschläge auf $2,5^\circ$ genau einstellen lässt. Die nachfolgende Skizze zeigt das Funktionsprinzip der HSE.

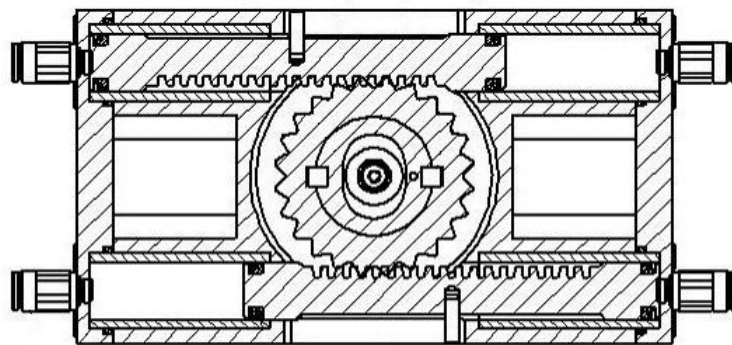


Abbildung 4: Gruhatec, Hub-und Schwenkeinheit HSE

Quelle: Gruhatec, Dokumentation HSE

3 Lasten- und Pflichtenheft

Um alle Anforderungen, welche an die zu entwerfende HSE gestellt wurden, zu bündeln und in ein umsetzbares Konzept zu verwandeln, wurde ein Lastenheft angefertigt. Um die Umsetzung, der aus dem Lastenheft resultierenden Anforderungen, zu strukturieren und in ein umsetzbares Konzept zu verwandeln, wurden Festlegungen zur Realisierung im Pflichtenheft aufgeführt.

3.1 Lastenheft

Das Ziel ist die Entwicklung und Konstruktion einer HSE. Diese sollte eine alleinstehende abgeschlossene Einheit bilden und nicht aus getrennten Komponenten für Hub und Rotation bestehen. Die Achsen für die Hub- und Schwenkbewegungen sollten unabhängig voneinander bewegt werden können. Es sollen mit der HSE Lasten von ca. 50 kg bewegt werden. Der Hub der HSE sollte etwa 100 mm betragen. An der Drehachse der Einheit soll ein etwa ein Meter langer Schwenkarm befestigt werden können, welcher es ermöglicht, das zu transportierende Teil um die HSE zu schwenken. Am Ende des Schwenkarms soll es möglich sein verschiedene Greifer zu montieren. Der Greifer selbst soll ebenfalls rotieren können, um ein gegriffenes Teil richtungsorientiert abzulegen.

3.2 Pflichtenheft

3.2.1 Hubbewegung

Die Hubbewegung soll durch einen elektrischen Linearzylinder, beispielsweise mit Kugelumlaufspindel, erfolgen. In Verbindung mit einem steuerbaren Servomotor wird dies das präzise Durchführen von frei wählbaren Hübten ermöglichen.

Gegenüber einer pneumatischen Lösung mittels Anschlägen an den Endlagen, ist ein Verändern des Hubes mit wesentlich weniger Aufwand verbunden. Auch ein gedämpftes Anfahren sowie Stoppen der Hubbewegung benötigt keine zusätzlichen Dämpfer, sondern kann von Seiten der Software, durch eine allmähliche Drehzahländerung des Antriebsmotors, erreicht werden. Ebenso ist das Anfahren von weiteren Positionen zwi-

schen den beiden Endlagen problemlos durchführbar. Eine pneumatische Umsetzung wäre im Gegenzug dazu konstruktiv komplizierter, da dann zum Beispiel mit Zwischenanschlügen und einem einfahrbaren Anschlagbolzen gearbeitet werden müsste.

Durch die Verwendung eines elektrischen Zylinders wird eine große Flexibilität im Einsatz der HSE erreicht. Der Antrieb durch einen Servomotor ermöglicht ein schonendes und verschleißarmes Bewegen der Hubachse. Trotzdem sollen Geschwindigkeiten von bis zu 50mm/s erreicht werden können. Dem, durch die am Schwenkarm befindliche Last, entstehendem Kippmoment, wird durch eine integrierte Linearführungen entgegengewirkt.

3.2.2 Schwenkbewegung

Die Rotationsachse soll ebenfalls elektrisch angetrieben werden. Dadurch sind dem maximalen Drehwinkel, anders als bei den meisten pneumatischen Lösungen, keine konstruktiven Grenzen gesetzt. Durch eine Messung des Drehwinkels, mit zum Beispiel einem integriertem Inkrementalmesssystem, sowie durch Verwendung eines Servomotors, soll die Drehachse in jeder Stellung exakt positioniert werden können. Die Drehachse soll ein Lager enthalten, welches sowohl die axial wirkenden Kräfte, als auch dem Kippmoment standhält. Die Rotationsgeschwindigkeit sollte maximal 45 Grad/s betragen. Bei einem Schwenkarm mit der Länge von einem Meter würde dies eine Geschwindigkeit von etwa 0,8m/s des Greifers bedeuten.

3.2.3 Schwenkarm

Der Schwenkarm sollte aus Gründen des Gewichtes und der daraus resultierenden Hebelkräfte an der Rotationsachse so leicht wie möglich gefertigt werden. Er ist so zu dimensionieren, dass die Durchbiegung, bei maximaler Belastung des Schwenkarms, an dessen Ende, höchstens einen Millimeter beträgt. Somit ist trotz der relativ großen zu bewegenden Last von 50 kg eine genügend präzise Positionierung gewährleistet und somit lassen sich auch „Pick and Place“- Aufgaben zur Bestückung von Bearbeitungsmaschinen mit Teilen mit Hilfe der HSE lösen.

Des weiteren soll es möglich sein den Schwenkarm in verschiedenen Längen zu montieren. Somit ist es sinnvoll, diesen als einzelne Baugruppe zu entwerfen.

Am Ende des Schwenkarms soll sich eine drehbar gelagerte Befestigungsmöglichkeit für die verschiedensten Arten von Greifern befinden. Der Antrieb dieser Rotationsbe-

wegung soll sich nach Möglichkeit nicht direkt am Greifer befinden, da in diesem Fall der Schwenkarm mit einer zusätzlichen Last des Motors belastet werden würde. Für die Übertragung einer Rotationsbewegung von zum Beispiel einem Servomotor, welcher sich in der Nähe der Lagerung des Schwenkarms befindet, könnte man einen Zahnriemen verwenden. Dieser hätte den Vorteil nahezu wartungsfrei zu sein und er gewährleistet durch seine Formschlüssigkeit auch ein hohes Maß an Genauigkeit. Kleine Drehwinkel bis 90° könnten auch über ein Gestänge übertragen werden.

3.2.4 Einsatzmöglichkeiten

Die HSE soll dazu dienen, Teile, welche bis zu 50 kg schwer sind, zu greifen und durch eine Schwenkbewegung zu transportieren. Die Hubbewegung soll es ermöglichen Teile aus Halterungen bzw. Ständervorrichtungen herauszuheben oder eventuell auftretende Höhenunterschiede zwischen Aufnahme- und Ablageort auszugleichen. Durch die Möglichkeit, jeden beliebigen Hub sowie Drehwinkel zu erreichen, soll die HSE sehr flexibel eingesetzt werden können. Es bestünde zum Beispiel die Möglichkeit, Maschinen und Prüfstände mit Bauteilen zu Bestücken. Ebenso könnten auch Teile aus einer Maschine entnommen, weg geschwenkt und nach einer Korrektur der Richtungsorientierung in eine weitere Maschine eingesetzt werden. Die Hub- und Drehbewegung der HSE soll einfach und schnell neu eingerichtet werden können, um eine möglichst große Flexibilität in ihrem Einsatz zu erreichen.

4 Lösungskonzepte

Um den Entstehungsprozess der HSE zu gliedern und so das Erzeugen von einzelnen Entwürfen zu vereinfachen wurde die HSE in einzelne Baugruppen, je nach deren spezifischer Funktion, aufgespalten. Es war geplant, dass die HSE aus mindestens drei Baugruppen besteht. Die ersten beiden sollen für Hub- und Schwenkbewegung, die dritte als Schwenkarm dienen. Ob der Drehantrieb des Greifers in eine der Baugruppen integriert werden kann, oder ob dieser eine zusätzliche Baugruppe bilden wird, zeigt sich erst später. Ein erster grober Entwurf der Anordnung der einzelnen Baugruppen sieht vor, dass sich die Schwenkeinheit auf der Hubeinheit befinden soll. Der Schwenkarm soll direkt auf die Schwenkeinheit geschraubt werden können. Beim Entwurf der Baugruppen ist zu beachten, dass sie über entsprechende Anschlussmöglichkeiten verfügen. Ebenso ist die Kabelführung zum Anschluss von Antrieben und Sensoren zu berücksichtigen.

4.1 Hubeinheit

Die wichtigsten Komponenten der HE sind der elektrische Linearzylinder und eine Führung. Um nach einem geeigneten Antrieb zu suchen, wurde zunächst die Masse und die daraus resultierende, vom Zylinder aufzubringende Kraft, ermittelt. Ebenso konnte erst nach Bestimmen des auftretenden Drehmomentes nach Linearführungen gesucht werden.

4.1.1 Berechnung der Hubkraft

Vorgaben:

Für einen maximalen Hub um 100 mm sollen nicht mehr als drei Sekunden benötigt werden. Die Beschleunigungs- sowie Abbremszeiten sind darin schon enthalten.

Die maximale Translationsgeschwindigkeit sollte etwa 50 mm/s betragen.

Berechnung:

Die Hubkraft, welche der Antrieb der vertikalen Achse aufbringen muss, setzt sich aus der eigentlichen Hubkraft, welche benötigt wird, um der Gewichtskraft entgegen zu wirken und der Beschleunigungskraft zusammen.

Die HSE soll Gegenstände von bis zu 50 kg transportieren können. Zusätzlich dazu muss man Massen beachten, welche ebenso durch die Hubbewegung angehoben werden. Diese entstehen beispielsweise durch den Schwenkarm oder durch den Antrieb und der Lagerung der Rotationsachse. Um einen gewissen konstruktiven Spielraum zu haben und auf genügend Reserven beim Antrieb zurück greifen zu können, wurde die Masse, welche durch den Linearzylinder bewegt werden muss auf 100 kg geschätzt.

Aus der Masse von 100 kg lässt sich eine benötigte Hubkraft von ca. 1 kN errechnen.

Die Beschleunigungskraft, welche dazu noch addiert werden muss, lässt sich wie folgt bestimmen:

Aus der vorgegebenen Zeit und der Länge des Hubes lässt sich die Durchschnittsgeschwindigkeit der Hubbewegung berechnen.

$$v_{Durchs.} = \frac{s}{t} = \frac{10cm}{3s} \approx 0,033 \frac{m}{s} \quad 1.1$$

Aus der Durchschnittsgeschwindigkeit sowie der vorgegebenen Maximalgeschwindigkeit lässt sich das Verhältnis zwischen beschleunigter und gleichförmiger Bewegung berechnen.

$$v_{Durchs.} = v_{\emptyset \text{ Beschl.}} \cdot x + v_{\max} \cdot (1 - x) \quad 1.2$$

$v_{\emptyset \text{ Beschl.}}$... ist die durchschnittliche Geschwindigkeit des Beschleunigungs-/Abbremsvorgangs

x ... ist der prozentuale Anteil der Beschleunigungs- und Abbremszeit von der Gesamtzeit

$$v_{\emptyset \text{ Beschl.}} = \frac{1}{2} v_{\max} \quad v_{\emptyset \text{ Beschl.}} = 0,025 \frac{m}{s} \quad 1.3$$

$$0,033 \frac{m}{s} = 0,025 \frac{m}{s} \cdot x + 0,05 \frac{m}{s} \cdot (1 - x) \quad x = 0,68$$

Daraus ergibt sich, dass die Abbrems- und Beschleunigungszeit zusammen $\frac{2}{3}$ etwa der Gesamtzeit (3s) beanspruchen wird.

Somit kann man schlussfolgern, dass eine Beschleunigung aus dem Ruhestand auf maximale Geschwindigkeit 1s dauert.

Aus der Maximalgeschwindigkeit, der Beschleunigungszeit und der zu beschleunigenden Masse lässt sich benötigte die Beschleunigungskraft berechnen.

$$F = m \cdot a \qquad F = 100\text{kg} \cdot 0,05 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \qquad F = 5\text{ N} \qquad 1.4$$

Der Hubzylinder muss also zusätzlich 5N aufbringen, um die gewünschte Beschleunigung der Hubbewegung zu realisieren.

Da die Beschleunigungskraft im Vergleich zur statischen Hubkraft sehr gering ist, kann sie vernachlässigt werden.

Der Hubzylinder, welcher in der HSE verwendet wird, sollte also mindestens eine Kraft von 1kN aufbringen können.

4.1.2 Berechnung des Kippmoments

Die Berechnung des Moments, welches durch die Transportlast und Teilen der HSE deren Massenschwerpunkt sich außerhalb der Drehachse befinden, entsteht, kann im Vorfeld nur sehr ungenau stattfinden. Je nach Positionierung der Führungselemente kann sich der Abstand zwischen Massenschwerpunkten und der Rotationsachse verändern. Dieser hat jedoch erheblichen Einfluss auf das resultierende Drehmoment.

Um dennoch das Kippmoment grob abschätzen und von der Größe her einordnen zu können, wurde der Abstand des Massenschwerpunkts zur Rotationsachse auf einen Meter festgelegt. Wie bereits erwähnt muss zur Transportlast von 50 kg noch eine weitere Masse addiert werden, welche z.B. die des Schwenkarmes widerspiegelt. Diese zusätzliche Last wurde auf 10 kg bis maximal 20 kg geschätzt, woraus ein Drehmoment von etwa 650 Nm resultiert.

Diese Schätzwert dient lediglich zur Suche und Dimensionierung von geeigneten Führungselementen.

Wenn Anzahl und Position der Führungselemente feststehen, müssen diese nochmals überprüft werden. Dafür bieten sich Berechnungsprogramme an, welche von einigen Herstellern von Führungen zur Verfügung gestellt werden.

4.1.3 Entwurf mit Rundführungen

In Abbildung 5 sieht man den ersten im CAD umgesetzten Entwurf der HE. Er beinhaltet einen Linearzylinder der Firma Festo und vier Rundführungen von Misumi. Passend zum gewählten Hubzylinder der Baureihe „DNCE“ bietet Festo einen Servomotor des Typs „EMMS“ zum Antrieb. Um diesen, wie im Entwurf zu sehen ist, neben dem Zylinder zu platzieren, besteht die Möglichkeit Motor und Zylinder mittels eines Parallelbausatzes zu verbinden. Dies reduziert die Gesamtlänge des Antriebes. Für die Befestigung vom Zylinder an der Boden- sowie Deckelplatte wurden die dazu vorgesehene Verbindungsplatten genutzt. Die Deckelplatte wird in vertikaler Richtung durch die Rundführungen geführt. Die Führungswellen sind am Deckel mit Wellenhaltern befestigt. Die Rundführungen mit Kugelumlaufbuchse werden über ein Distanzstück mit der Bodenplatte verbunden. Dies ist nötig, da die Führungswellen bei eingefahrenem Arbeitszylinder mindestens um die Länge des Hubes am unteren Ende der Führungen weiterführen müssen. Der Entwurf sah vor, die HE mit zwei runden Blechen zu ummanteln. Diese sollen sich im Durchmesser unterscheiden und sich somit um etwas mehr als die Länge des Hubes überlappen können.

Wie auch in Abbildung 5 zu erkennen ist, ist der Raum innerhalb der HE fast vollständig aufgebraucht. Dies liegt sowohl an der Größe des Antriebes als auch an den vier Führungen. Da es wahrscheinlich ist, dass sich der Antrieb des Greifers noch zusätzlich in der HE befinden soll, war die Suche nach neuen Lösungsideen erforderlich. Bei neuen Entwürfen wurde darauf geachtet, dass der Drehantrieb des Greifers im Zentrum der HE und somit auch im Mittelpunkt der späteren Schwenkachse, positioniert werden kann.

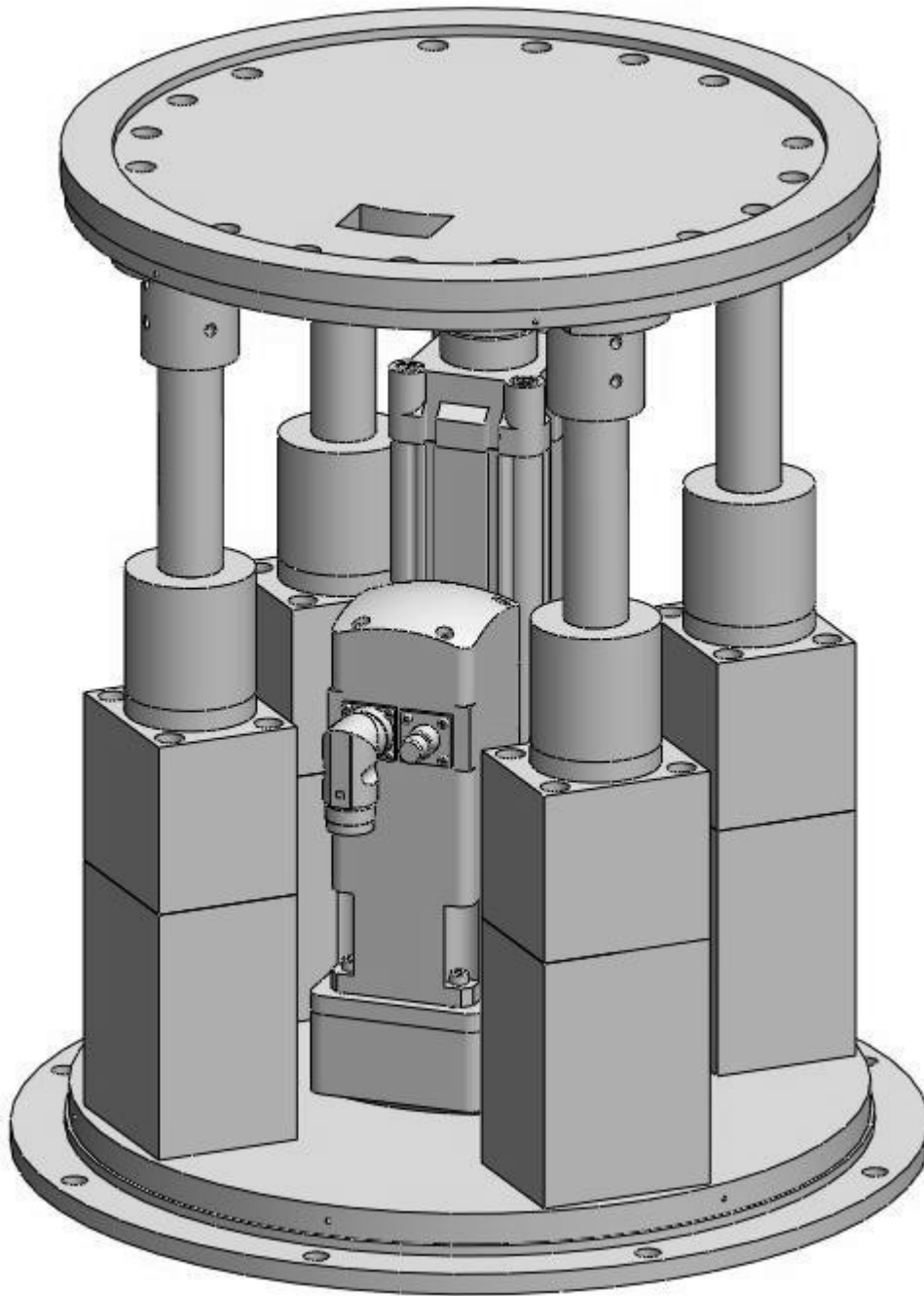


Abbildung 5: Entwurf Hubeinheit mit Rundführungen

4.1.4 Erster Entwurf mit Schienenführungen

Die Firma Narr bietet Elektrozyylinder an, bei denen die Linearbewegung über einen Gewindetrieb erzeugt wird, welcher direkt durch einen Synchronservomotor angetrieben wird. Der Zylinder „SERAC XH5“ besitzt zudem noch ein integriertes Wegmesssystem und ist in zwei Ausführungen mit 50 bzw. 100 Millimetern Hub bei einer maximalen Vorschubkraft von 4,5 kN erhältlich. Damit eignet er sich ideal für den Einsatz als Antrieb der Hubbewegung.

In der folgenden Schnittdarstellung ist der Aufbau eines Narr Linearzylinders zu sehen.

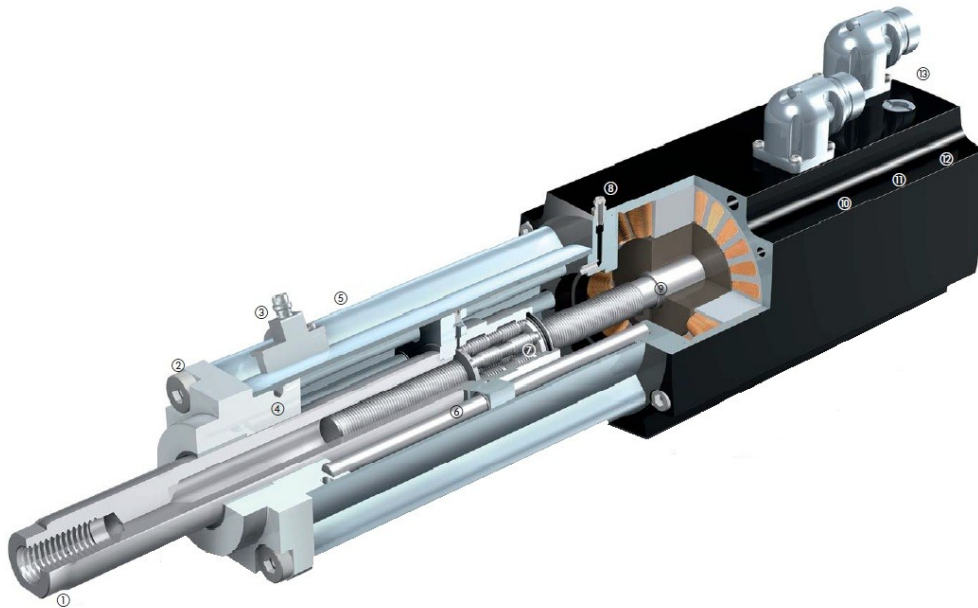


Abbildung 6: Schnittdarstellung Linearzylinder

Quelle: Narr, Prospekt: SERAC XH

- | | |
|---|---|
| 1) Kolbenstangenende mit Innengewinde | 9) Motorwelle und Gewindespindel in Einem |
| 2) Montageflansch mit Standardbohrbild | 10) Hochwertige Lagertechnik ermöglicht hohe Druckkräfte und kleine Zugkräfte |
| 3) Optionaler magnetischer Endschalter | 11) 24V Motor- Haltebremse, bremst stromlos |
| 4) Linearencoder mit Magnetband | 12) Motordrehgeber |
| 5) Vollständig gekapseltes Gehäuse | 13) Leistungssteckeranschluss und Signalsteckeranschluss |
| 6) Stabile Führung und Verdrehsicherung | |
| 7) NARR Servospindel PWG | |
| 8) Schmiernippel | |

Funktionsbeschreibung

Gewindetrieb

Beim Gewindetrieb handelt es sich um einen Rollengewindetrieb ohne Rollenrücksetzung und ohne Zwangssynchronisation. Die Planetenrollen besitzen dabei ein Außengewinde, sind jedoch nicht an ihren Enden verzahnt. Rollengewindetriebe zeichnen sich durch extrem hohe Tragzahlen in Verbindung mit sehr kleinen Steigungen aus. Sie sind außerdem spielfrei und besitzen eine hohe Steifigkeit. Die Bewegungsumwand-

lung ist der von Reibradgetrieben ähnlich und weißt ebenso einen gewissen Schlupf auf. Der Gewindetrieb ist zudem spielfrei gelagert und kann hohe Zug- und Druckkräfte aufnehmen.

Linearführung und Verdrehsicherung

Durch Gleitlager wird die Kolbenstange linear geführt und gegen Verdrehen gesichert. Zudem sind an beiden Endlagen der Linearachse Festanschlüsse vorhanden, welche bei der Inbetriebnahme des Zylinders als Referenzpunkte mit begrenztem Strom und Geschwindigkeit angefahren werden können.

Motor

Der Linearzylinder wird durch einen 10-poligen Synchron-Servomotor angetrieben. Dieser darf nicht am Netz sondern ausschließlich mittels eines Servoreglers betrieben werden. Die Motorwicklung ist für eine Zwischenkreisspannung von 560V ausgelegt, es sind aber auch niedrigere Spannungen möglich. Die Hubkraft bleibt dabei konstant, die Maximalgeschwindigkeit verringert sich entsprechend. Es ist weder ein Getriebe oder eine Kupplung vorhanden. Damit handelt es sich um einen Direktantrieb bei dem Motorwelle und Spindel direkt miteinander verbunden sind.

Bremse

Der Linearzylinder kann optional mit einer Haltebremse ausgestattet werden. Dabei handelt es sich um eine Federkraft- Haltebremse, welche im stromlosen Zustand bremst. Sie ist für Bremsungen im Stillstand und innerhalb von Notstopfunktionen vorgesehen und darf nicht benutzt werden um den Antrieb regelmäßig während eines Arbeitszykluses abzubremesen. Wenn allerdings eine lange Haltezeit im Stillstand eines Zykluses unter Last erforderlich ist, kann die Position durch die Bremse gehalten werden. Dadurch kann der Motor stromlos geschaltet und ein Überhitzen des Antriebes somit verhindert werden. Dies könnte auch bei der Verwendung innerhalb der HSE von Bedeutung sein, wenn eine Last angehoben und dort gehalten werden muss, während eine Schwenkbewegung ausgeführt wird.

Drehgeber

Für die Motorkommutierung ist ein Drehgeber vorhanden der ein sincos- Signal mit $1V_{SS}$ ausgibt. Er erzeugt pro Umdrehung eine Signalperiode und ermöglicht somit eine direkte Kommutierung.

Linearwegmesssystem

Der Drehgeber kann auf Grund des Schlupfes des Rollengewindetriebes nicht zum Positionieren der Linearachse verwendet werden. Ein zusätzliches Linearmesssystem wird somit notwendig. Der Linearzylinder wird standardmäßig mit einem Wegmesssystem geliefert. Es ist aber ebenso möglich ein separates Messsystem außerhalb des Zylinders anzubringen. Das integrierte Wegmesssystem ist ein berührungsloses Magnetbandmesssystem, welches ein Inkrementalsignal (1V_{SS} oder RS422) liefert.

Temperaturschutz

Zum Schutz des Motors vor Überhitzung befinden sich in allen drei Wicklungssträngen jeweils ein PTC. Die PTCs sind in Reihe geschaltet und werden beim Überschreiten ihrer Ansprechtemperatur hochohmig. Die Schaltschwelle des PTC-Drillings beträgt 140°C.

Hublagenüberwachung

Zusätzlich zu einem Linearmesssystem können magnetische Näherungsschalter montiert werden. Damit kann einer Beschädigung des Linearzylinders auf Grund einer Fehlfunktion oder Anfahren einer unzulässigen Position durch einen Programmierfehler vorgebeugt und die Linearbewegung rechtzeitig vor dem Erreichen eines Anschlages gestoppt werden.

Kolbenstange

Die Kolbenstange besitzt ein M8 Innengewinde und eine Schlüsselfläche SW15. Das erforderliche Drehmoment beim Anziehen der Verschraubung mit dem M8 Gewinde liegt bei etwa 25 Nm. Auf die Kolbenstange darf ein maximales Drehmoment von 10 Nm wirken. Es ist also unbedingt erforderlich beim Anziehen der M8 Verschraubung über die Schlüsselfläche gegen zu halten.

Als platzsparende Alternative zu den Rundführungen bieten sich Schienenführungen, wie sie z.B. von der Firma Rexoth angeboten werden, an. Sie zeichnen sich besonders durch ihre hohe Tragfähigkeit aus. Ebenso können sie mit großen Momenten, welche beim Einsatz in der HSE auftreten würden, belastet werden. Die Führungen bestehen aus Führungsschienen und Führungswagen. Die Führungsschienen können, neben bestimmten Vorzugslängen, in allen erdenklichen Längen bestellt werden. Bei besonders langen Führungen lassen sich auch mehrere Führungsschienen miteinander verbinden. Je nach Typ und Einsatzzweck können sie von verschiedenen Seiten ver-

schraubt werden. Auf den Führungsschienen können sich ein oder mehrere Führungswagen befinden.

Abbildung 7 zeigt einen Entwurf der HE mit dem oben beschriebenen Linearzylinder und Schienenführungen. In einem zylinderförmigen Gehäuse, welches auf einer Grundplatte verschraubt ist, befinden sich beidseitig Austragungen. Diese ermöglichen das Anbringen von Trägerplatten und den darauf befestigten Führungswagen. Die zwei Führungsschienen sind je an einer Verbindungsplatte befestigt. Diese wiederum sind mit einem Ring verbunden, welcher eine Verbindung zur Deckelplatte herstellt. Der Linearzylinder ist an einem Deckel des äußeren Gehäusezylinders befestigt und drückt bei ausfahrendem Kolben die Deckelplatte nach oben.

Bei der Simulation einer im Realfall auftretenden Belastung des Entwurfes der HE zeigten sich jedoch einige Schwachstellen. Zum Durchführen der Simulation mit Solid Works wurde die Zusatzfunktion „Simulation Express“ genutzt. Es wurde eine provisorische SE sowie ein Schwenkarm auf die Hubeinheit konstruiert. Nach der Verankerung der Bodenplatte und dem Anbringen einer entsprechenden Last am Ende des Schwenkarmes wurden daraufhin die Spannungen innerhalb der Bauteile durch verschiedene Farbtöne dargestellt. Zudem berechnete die Software noch, um wie viel sich das Ende des Schwenkarms unter Belastung nach unten durchbiegen würde. Im Bereich der inneren Verbindungsplatten und der Verbindung zum oberen Befestigungsring waren sehr hohe Spannungen zu erkennen. Die daraus resultierenden elastischen Verformungen wirkten sich auf Grund des langen Schwenkarms besonders stark aus, sodass mit einem Neigen des Schwenkarmendes von mehreren Millimetern zu rechnen wäre. Da die HSE jedoch zum Beispiel dazu dienen soll, Teile präzise aus Halterungen heraus oder hinein zu heben, ist eine so große Abweichung nicht akzeptabel.

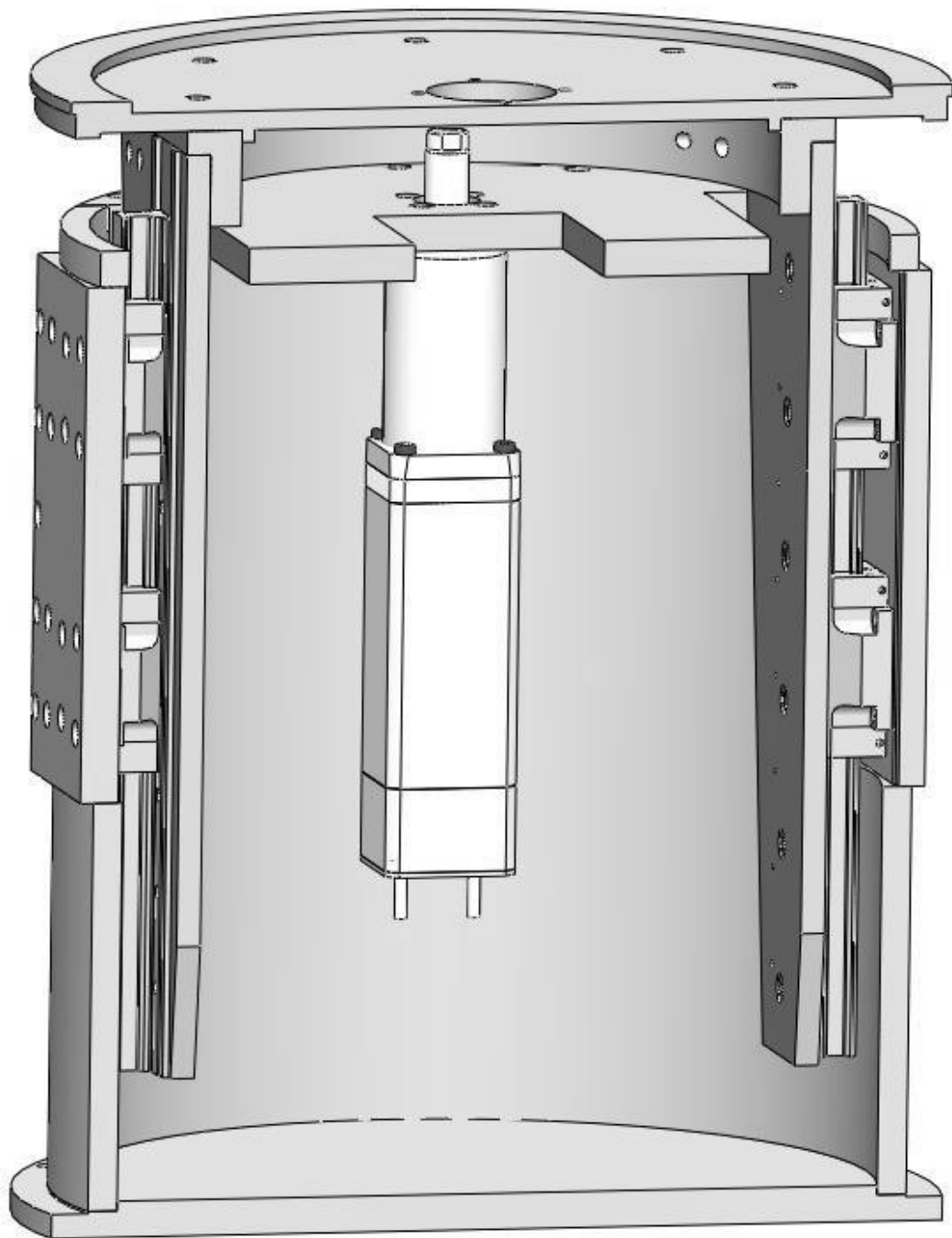


Abbildung 7: Schnittdarstellung Entwurf Hubeinheit 2

4.1.5 Endgültiger Entwurf Hubeinheit

Um eine stabilere Lösung für die Befestigung der Führungsschienen zu finden, wurde mit verschiedenen Varianten experimentiert, welche neben dem äußeren Gehäusezylinder einen weiteren inneren Zylinder zur Anbringung der Führungsschienen beinhalten. Dabei unterschieden sich die Entwürfe vor allem darin, welcher der beiden Zylinder angehoben bzw. mit der Bodenplatte verbunden war.

Eine dieser Ideen wurde wie in Abbildung 8 zu sehen ist im CAD umgesetzt. Der Hauptgedanke dabei war es, den äußeren Zylinder durch den Linearantrieb anzuheben, wobei der innere Zylinder auf einer Bodenplatte befestigt wird. Dies vereinfacht vor allem die Anbringung des Hubzylinders, welcher an einem Deckel des inneren Zylinders hängt. Der Nachteil dieser Varianten ist allerdings, dass ein Großteil der einzelnen Komponenten bei der Hubbewegung mit angehoben werden müssten. Dabei sind vor allem Teile mit großer Masse betroffen.

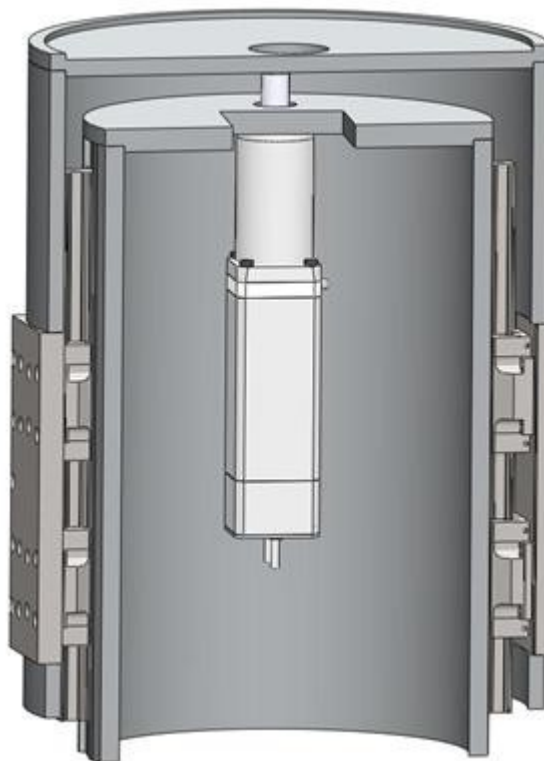


Abbildung 8: Entwurfsidee Hubeinheit

Auf der Suche nach einer Lösung, bei welcher weniger Komponenten die Hubbewegung mit ausführen würden, wurde der endgültige Entwurf entwickelt. Der Kerngedanke dabei war es, die gesamte HE, so wie sie in Abbildung 8 dargestellt ist, umzudrehen. Somit werden lediglich die Führungsschienen und der innere Zylinder an dem sie montiert sind, mit angehoben. In der folgenden Schnittdarstellung (Abbildung 9) ist der letzte Stand des Entwurfes zu sehen. Er beinhaltet neben den Führungskomponenten und dem Linearzylinder auch eine Boden- und Deckelplatte. Außerdem ist am Boden des inneren Zylinders eine Kabelführung angebracht, durch welche Signal- und Versorgungsleitungen geführt werden können, ohne dass diese auf Grund der Hubbewegung an Teilen der HE reiben. In der Abbildung ist zudem ein Blech an der Deckelplatte zu sehen, welches auch bei ausgefahrenem Hub für einen äußeren Abschluss der Hubeinheit sorgt. Der CAD Entwurf enthält darüber hinaus sämtliche Schrauben.

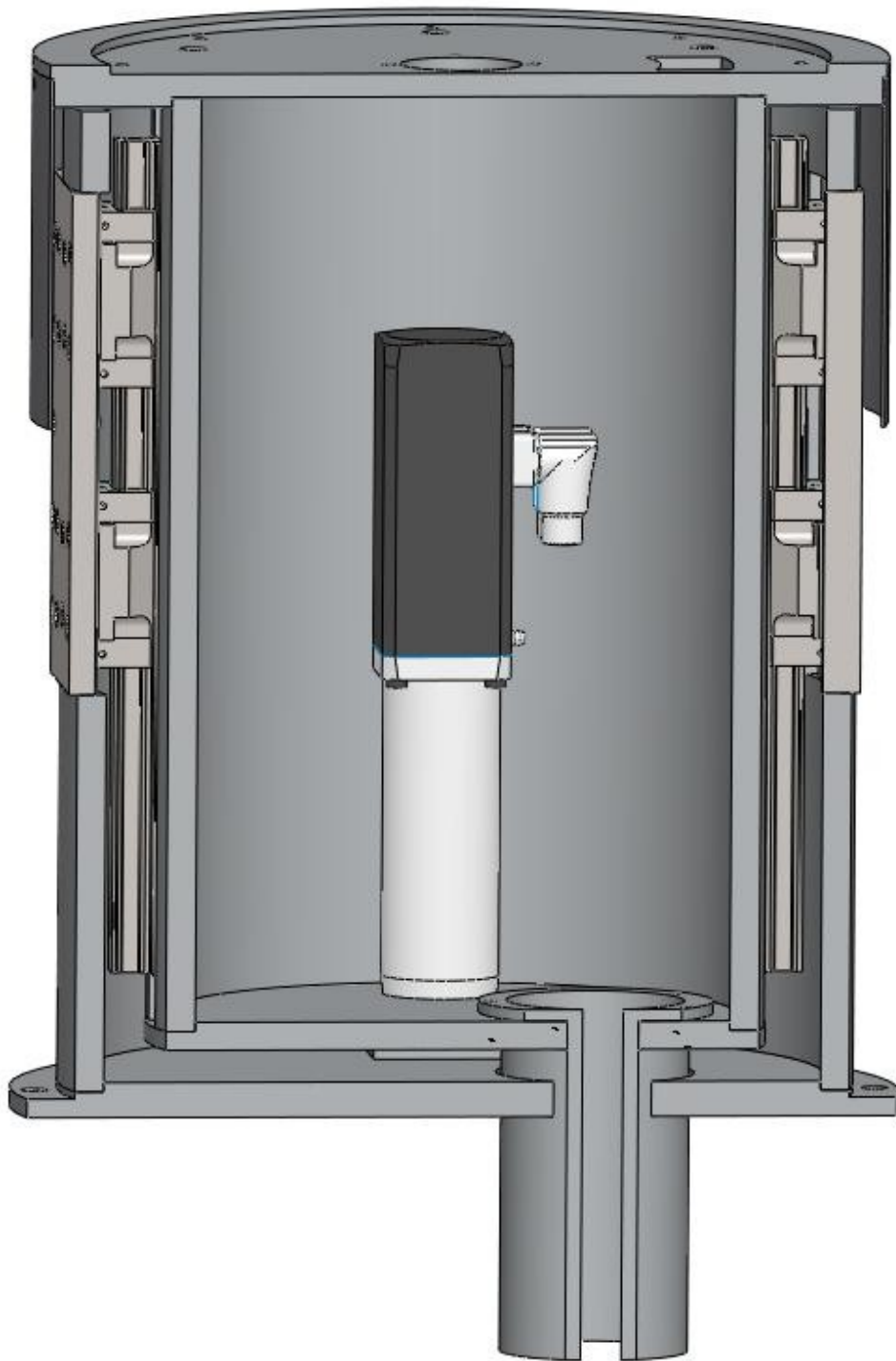


Abbildung 9: Schnittdarstellung endgültiger Entwurf Hubeinheit

4.1.6 Wahl der Führungskomponenten

Zur Wahl und Auslegung der Linearführungen wurde die dafür vorgesehene Berechnungssoftware „Linear Motion Designer“ der Firma Rexroth verwendet. Darin inbegriffen sind die Berechnung der Lebensdauer und der Sicherheit.

Bei Angaben von Maßen oder Abständen zwischen Führungskomponenten und Massen der HE bzw. Kräften, welche auf sie wirken, wurde immer die Arbeitsstellung betrachtet, in der die Führung am meisten beansprucht wird. In dieser ungünstigsten Position befindet sich die HSE wenn sich die aufgenommene Transportlast bei der Schwenkbewegung am weitesten von den Führungen entfernt befindet. Der Hubzylinder befindet sich dabei auf der gegenüberliegenden Seite der aufgenommenen Last. Unter Zuhilfenahme von Abbildung 9 würde dies bedeuten, dass der Schwenkarm in Richtung des Betrachters, aus dem Bild heraus, geschwenkt wäre.

Für die gesamte Führung der HE sollen, wie schon in den Entwürfen zu erkennen war, zwei Führungsschienen verwendet werden, welche sich an zwei gegenüberliegenden Seiten des Gehäusezylinders befinden. Jede Führungsschiene soll mit zwei Führungswagen ausgestattet sein.

Der Hubzylinder soll sich mittig zwischen den beiden Führungen befinden.

In der nachfolgenden Skizze (Abbildung 10) lässt sich die Position der Führungen und des Linearantriebes erkennen. Die Führungsschienen samt Führungswagen werden jedoch um 90° um die X-Achse jeweils nach außen gedreht (Führungsschiene 1 negativ, Führungsschiene 2 positiv).

Der Hubzylinder muss aus konstruktiven Gründen in Z-Richtung verschoben werden, um dem Greiferdrehantrieb (GDA) an der Rotationsachse Platz zu bieten.

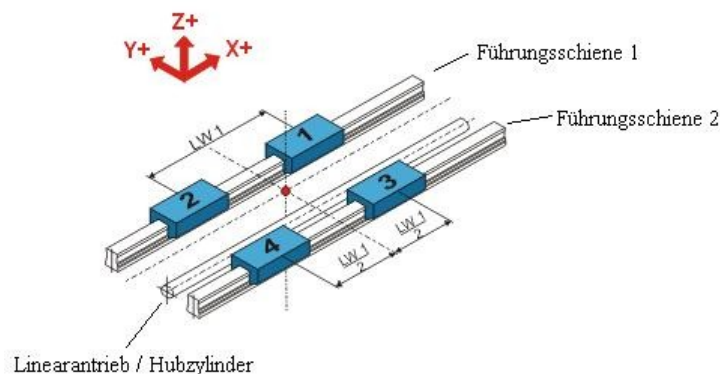


Abbildung 10: Skizze, Aufbau Linearführung

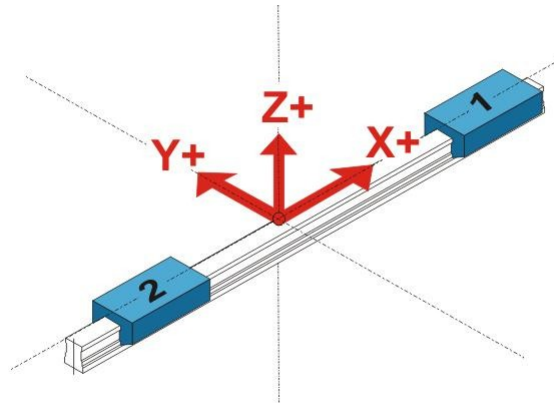
Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

1. Schritt – Auswahl eines passenden Systems

Nach dem Starten des Linear Motion Designers stehen vom Programm verschiedene Kombinationen aus unterschiedlich vielen Führungswagen und Führungsschienen zur Auswahl. Daraus muss ein repräsentierendes Modell gewählt werden.

Im Falle der HSE wurde ein Modell gewählt, welches aus einer Führungsschiene und zwei darauf befindlichen Führungswagen besteht.

Nullpunkt: Mittig zwischen Führungswagen und auf Höhe der Führungswagenanschraubfläche.



Applikation/System: Führungsschiene fest und Führungswagen bewegt.

Abbildung 11: Linear Motion Designer: Schritt 1

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware:

Linear Motion Designer

Da in der HSE zwei dieser Systeme verbaut sind, muss beachtet werden, dass die auftretenden Kräfte, hervorgerufen durch Massen und Beschleunigungen, halbiert werden müssen.

Die Vereinfachung auf ein System mit nur einer Führungsschiene ist nur deshalb möglich, da sich die Antriebsachse der Linearbewegung, sowie alle Massen mittig zwischen beiden Führungsschienen befinden.

2. Schritt – Angabe von Maßen und Abständen

Im nächsten Schritt der Software müssen Maße und Abstände angegeben werden, welche die Belastung der Führung beeinträchtigen. Darunter zählen: der Abstand der Führungswagen auf der Führungsschiene und der Abstand der Linearantriebsachse zur Führungsschiene.

Bei einem System mit mehreren Führungsschienen, müsste außerdem deren Abstand zueinander angegeben werden.

Falls bei der weiteren Entwicklung der HSE noch Änderungen an der HE vorgenommen werden, muss darauf geachtet werden, ob Änderungen an den hier eingegebenen Maßen stattfinden. Bei groben Veränderungen muss eine erneute Berechnung der Führungen stattfinden.

Die nachfolgende Grafik zeigt die Angabe der Maße in der Berechnungssoftware.

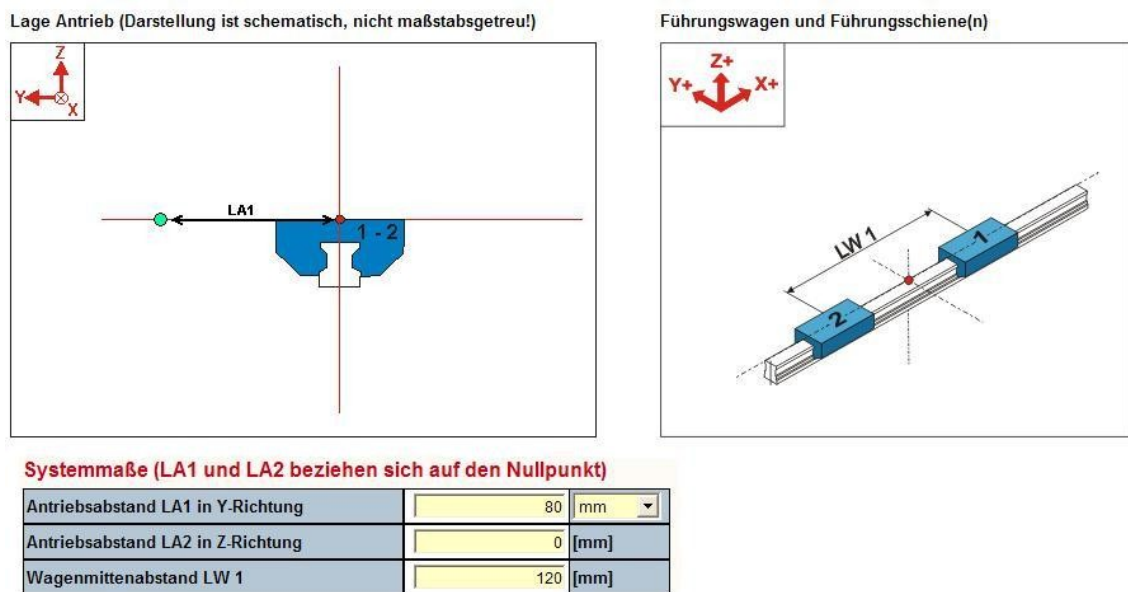


Abbildung 12: Linear Motion Designer: Schritt 2

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

3. Schritt – Angabe von Drehwinkeln

Als Nächstes müssen im Linear Motion Designer die Drehwinkel α und β um die Koordinatenachsen angegeben werden.

Die komplette Führung muss, wie in der folgenden Abbildung zu sehen ist, gedreht werden, um die gewünschte Einbaulage zu erreichen.

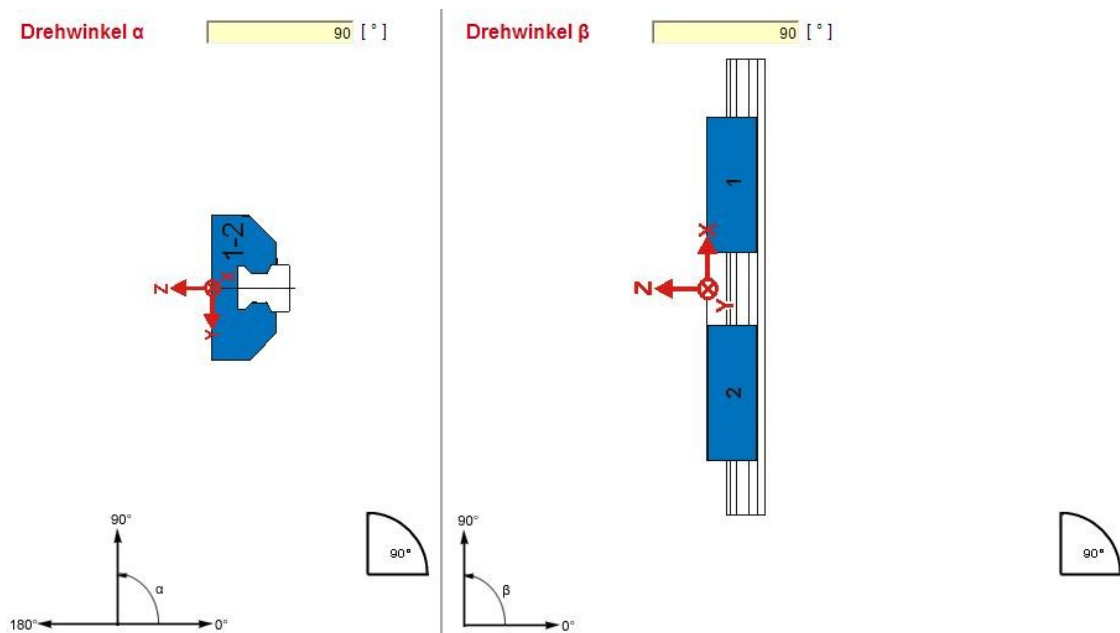


Abbildung 13: Linear Motion Designer: Schritt 3

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

4. Schritt – Angabe eines Dynamikzyklus

Auf Grund von Beschleunigungen während des Bewegungsablaufes treten zusätzliche Belastungen für die Führungen auf. Deshalb muss im nächsten Schritt ein Dynamikzyklus für die Linearbewegung angegeben werden.

In der Berechnungssoftware wird ein Zyklus angegeben, welcher einer Linearbewegung des vollen Hubes mit maximaler Beschleunigung, sowie maximaler Geschwindigkeit, als auch einer Fahrt zurück in die Ausgangslage mit gleicher Beschleunigung und Geschwindigkeit, entspricht.

Die getroffenen Eingaben können in der folgenden Abbildung nachvollzogen werden.

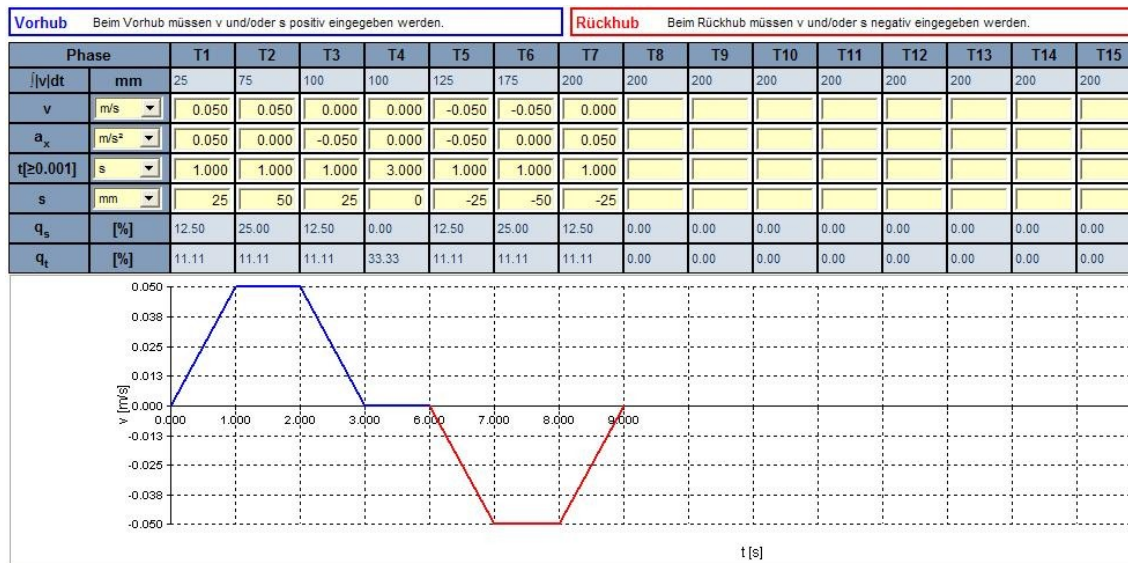


Abbildung 14: Linear Motion Designer: Schritt 4

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

5. Schritt – Angabe von Massen

Im darauf folgenden Schritt müssen die Massen, welche beim Hub bewegt werden, angegeben werden. Dazu wurde die HSE zu einem System, bestehend aus drei Massen, wie in der folgenden Skizze zu sehen ist, vereinfacht.

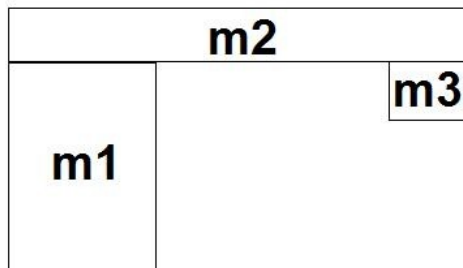


Abbildung 15: Übersicht Massen

m1: Teile der HE, welche bei der Linearbewegung mit bewegt werden und die komplette SE

m2: Der Schwenkarm mit Synchronscheiben, Riemen, Riemenspanner und Lagerung

m3: Greifer und Last

Zusätzlich zu den Größen der Massen müssen auch deren Position angegeben werden. Auch dabei wurden wieder Werte eingegeben, welche während der weiteren Konstruktion nicht verändert werden sollten.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Eingabe der drei Massen in den Linear Motion Designer.

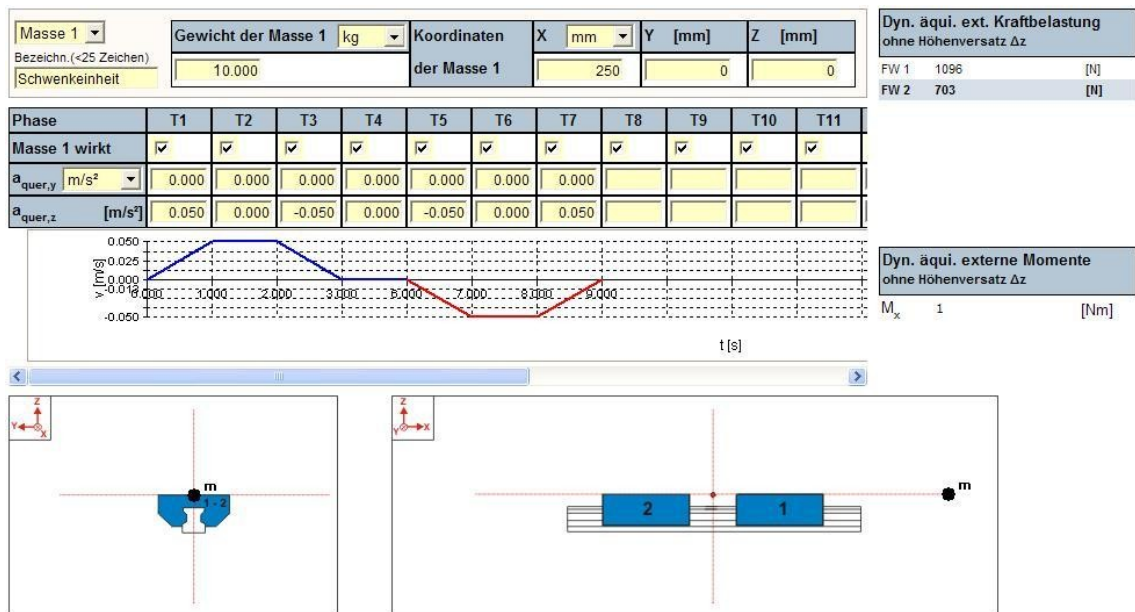


Abbildung 16: Linear Motion Designer: Schritt 5, Masse 1

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

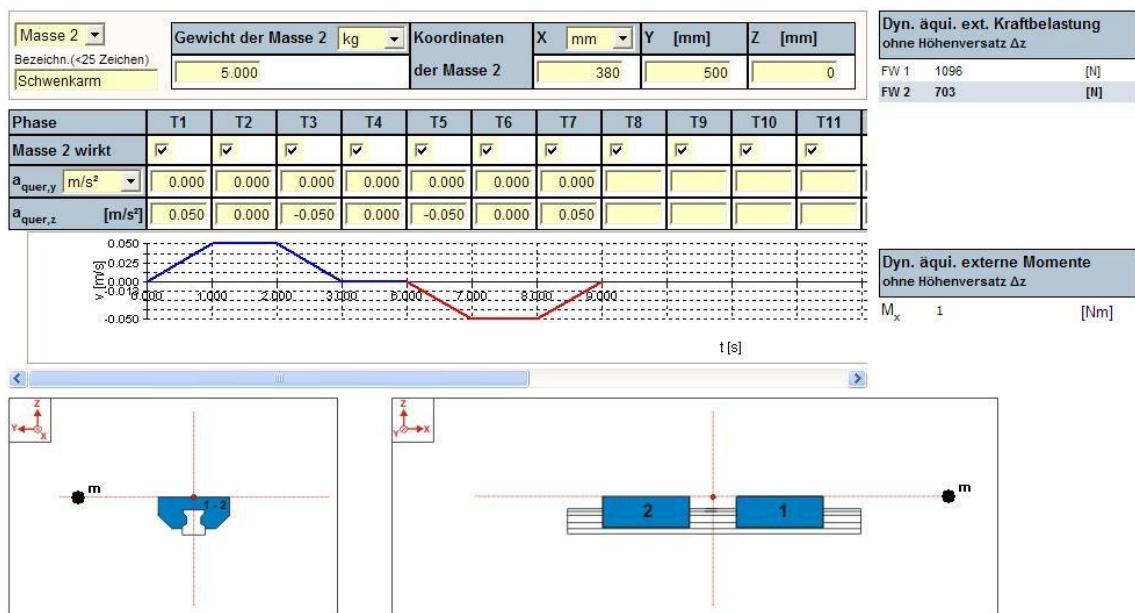


Abbildung 17: Linear Motion Designer: Schritt 5, Masse 2

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

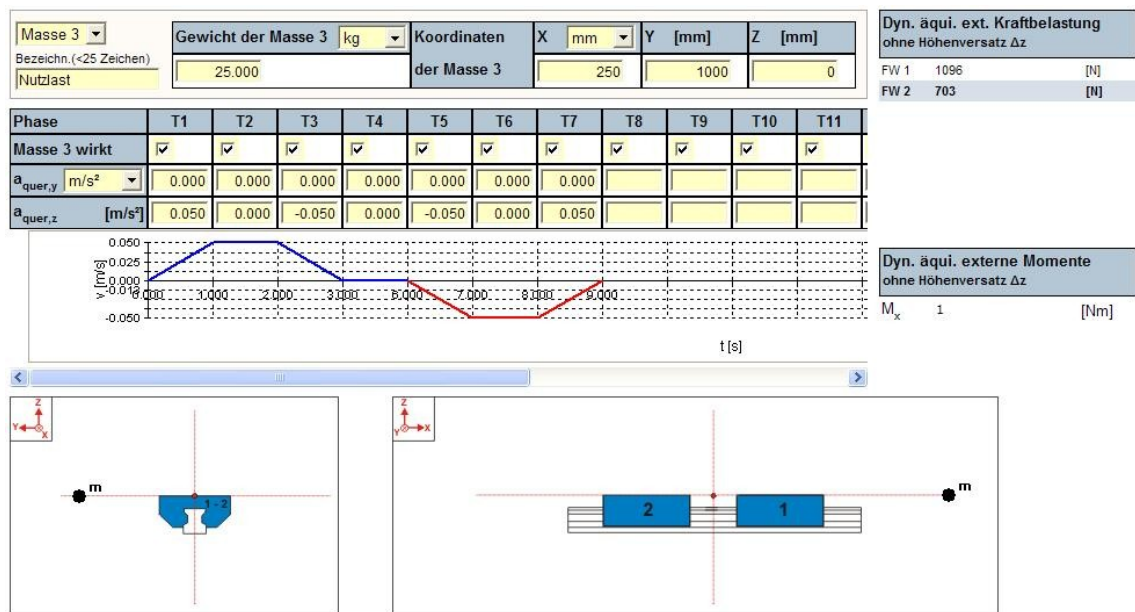


Abbildung 18: Linear Motion Designer: Schritt 5, Masse 3

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

6. Schritt – Wahl geeigneter Führungskomponenten

Der letzte Schritt der Software führt zur Anzeige geeigneter Kombinationen aus Führungsschiene und Führungswagen.

Zunächst müssen jedoch noch Angaben zur geforderten Lebensdauer, zur Bauart der Führung, zum Führungswagen, sowie des Einsatzfalles getroffen werden.

Die Lebensdauer muss in Kilometern angegeben werden und errechnet sich aus dem Hub eines Arbeitszyklus und wie oft dieser in zehn Jahren ausgeführt wird.


$$L_{gef} = 10\text{Jahre} \cdot 365\text{Tage} \cdot 24\text{Stunden} \cdot 60\text{Minuten} \cdot 4\text{Arbeitszyklen} \cdot 0,2\text{m} \approx 4000\text{km} \quad 2.1$$

Vor der Wahl der Bauart der Führung und eines Wagentyps, sollten Informationen beispielsweise aus diversen Fachbüchern oder Dokumentationen über die verschiedenen Spezifikationen zu Rate gezogen werden.

Für die HSE wurde sich für eine Kugelumlaufführung und einen Standardführungswagen des Typs R1651 mit Kette entschieden.

Vorspannung, Genauigkeitsklasse, Tragzahlabschlag und Betriesfaktor lassen sich aus den jeweiligen Tabellen in der Dokumentation der Führungskomponenten finden.

Alle Angaben wurden wie in der folgendem Abbildung zu sehen ist eingetragen.

| | | | |
|---|--|--------------------|----------------|
| Geforderte Lebensdauer L_{gef} | 4.000e+003 [km] | | |
| mittlere Geschwindigkeit | 0.022 [m/s] | | |
| Bauart der Führung | Kugelschienenführung  | | |
| Wagtyp | Vorspannung | Genauigkeitsklasse | mit/ohne Kette |
| R1651 | 0.02 | H | mit |
| Tragzahlabschlag, wenn Wagenmittenabstand kleiner als 1.5 x Stahlteillänge <input type="checkbox"/> | | | |
| Tragzahlabschlag (z.B. bei Kurzhub) 0 [%] | | | |
| Betriebsfaktor k_f 1 | | | |
| Berechnen / Suchen | | | |

| Größe | Materialnummer | C [N] | M_t [Nm] | M_L [Nm] |
|-------|----------------|-------|------------|------------|
| 15 | R1651 113 22 | 1200 | 69 | 37 |
| 20 | R1651 813 22 | 17400 | 222 | 120 |
| 25 | R1651 213 22 | 21300 | 299 | 168 |
| 30 | R1651 713 22 | 29300 | 499 | 268 |
| 35 | R1651 313 22 | 41900 | 890 | 440 |

| | | |
|--|--|--------------------------------|
| Höhenversatz Δz zwischen Anschraubfläche FW und Laufbahnmitte | | 17.6 [mm] |
| | Dyn. äqui. externe Kraftbelastung mit Δz [N] | Dyn. äqui. Gesamtbelastung [N] |
| FW 1 | 1098 | 1368 |
| FW 2 | 703 | 976 |
| Dyn. äqui. externe Momente mit Δz [Nm] | | |
| M_x | 7 | |
| Maximale Belastung | | |
| F_{max} [N] | 1437 | |
| in T | 1 | auf FW 1 |
| C/F_{max} | 12.1 | C_0/F_{max} 15.1 |
| Theoretische Lebensdauer des höchstbelasteten Führungswagens | | |
| C/F_{qmax} | 12.7 | F_{qmax} [N] 1368 |
| L_{10} [km] | 2.056e+005 | L_{h10} [h] 2.569e+006 |
| Warnhinweise | | |
| Kurzhub! Bitte Schmieranweisungen im Katalog beachten. Eventuell Tragzahlabschlag erforderlich | | |
| Führungswagen werden vorspannungsfrei! Bei hochdynamischen Prozessen nach Möglichkeit höhere Vorspannung wählen! | | |

Abbildung 19: Linear Motion Designer: Schritt 6

Quelle: Rexroth, Berechnungssoftware: Linear Motion Designer

Nach Eingabe aller Daten und Ausführen der Suche nach Linearführungen durch Betätigen des Berechnen/Suche Buttons, werden links unten im Programmfenster Führungsvorschläge angezeigt. Zusätzlich dazu werden rechts Angaben zur Belastung der Führungswagen sowie zur Lebensdauer des am meisten belasteten Führungswagens dargestellt.

Für die HSE wurde sich für eine Kombination aus einer Führungsschiene der Größe 20 und einem dazu passendem Führungswagen mit der Artikelnummer R165181322 entschieden.

Einfügen der Führungselemente in die HSE

In Abbildung 20 sieht man wie die Führungskomponenten konstruktiv in den Entwurf der HE eingefügt wurden.

Die Führungsschiene wird mit dem inneren Zylinder, die Führungswagen mit dem äußeren Zylinder verbunden. Die Führungsschiene wird in einer eingefrästen Nut, welche sie einseitig begrenzt, von innen verschraubt. Durch eine Klemmleiste wird die Führungsschiene an die Flanke der Nut gepresst. So können auch kleinste Biegungen der Führungsschienen ausgeglichen werden.

Die Führungswagen sind durch eine Verbindungsplatte mit dem Gehäusezylinder verbunden. Sie werden durch einen Anschlag exakt hintereinander ausgerichtet und befinden sich auf einem kleinen Absatz der Verbindungsplatte. Dieser ermöglicht es, einen zu großen Abstand der beiden Führungsschienen zueinander ausgleichen zu können. Die Verbindungsplatten werden an ebenen Flächen am Rand der Austragungen im Gehäusezylinder angeschraubt.

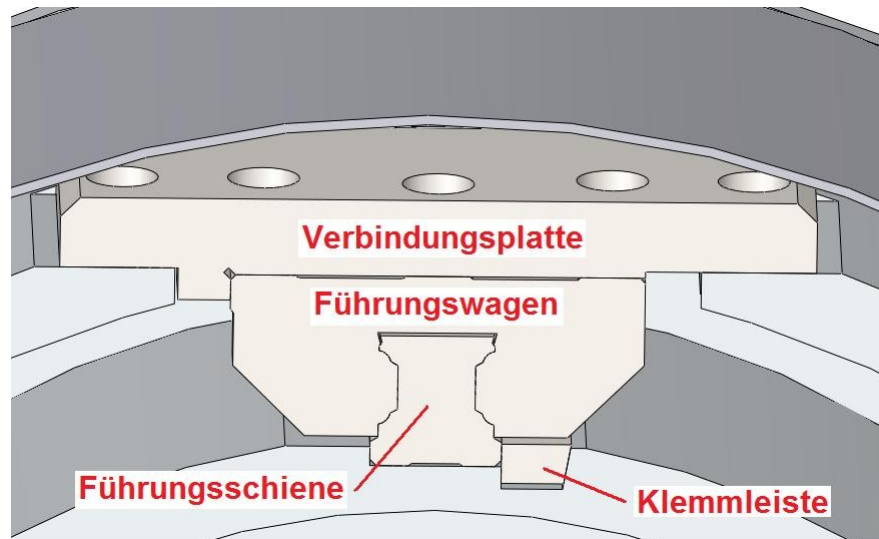


Abbildung 20: Einbau Führungselemente

4.2 Schwenkeinheit

Der erste Schritt zum Konzept einer SE für die HSE war das Suchen nach einem geeigneten Antrieb. Dabei zeigte sich, dass vor allem das Drehmoment, welches der Motor beim Beschleunigen der Schwenkbewegung aufbringen muss, entscheidend ist.

4.2.1 Berechnung des Drehmomentes

Vorgaben:

Für ein vollständiges Schwenken des Armes um 360° sollte die HSE ca. 5 s benötigen. Darin eingeschlossen sind die Zeiten für den Beschleunigungs- sowie Abbremsvorgang. Die maximale Rotationsgeschwindigkeit des Greifers und des damit zu transportierenden Teils sollte etwa $90^\circ/\text{s}$ betragen.

Berechnung:

Aus der maximalen Rotationsgeschwindigkeit von $90^\circ/\text{s}$ lässt sich eine maximale Geschwindigkeit des Greifers errechnen.

$$v_{\max} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot r}{t} \qquad v_{\max} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot 1\text{m}}{1\text{s}} \qquad v_{\max} \approx 1,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \qquad 3.1$$

Aus der kreisförmigen Bahn des Greifers und der Umlaufzeit von 5 s lässt sich seine Durchschnittsgeschwindigkeit errechnen.

$$v_{\text{Durchs.}} = \frac{s}{t} \qquad \begin{array}{l} s = 2\pi r \\ s = 2\pi \cdot 1\text{m} \end{array} \qquad v_{\text{Durchs.}} = \frac{2\pi \cdot 1\text{m}}{5\text{s}} \qquad v_{\text{Durchs.}} = 1,256 \frac{\text{m}}{\text{s}} \qquad 3.2$$

Unter der vereinfachenden Annahme, dass die Beschleunigungskraft ebenso groß wie die Bremskraft ist und beide Kräfte während des Beschleunigungs- bzw. Abbremsvorgangs konstant sind, kann man die Bewegung mit Hilfe des folgenden Geschwindigkeit - Weg - Diagramms verdeutlichen.

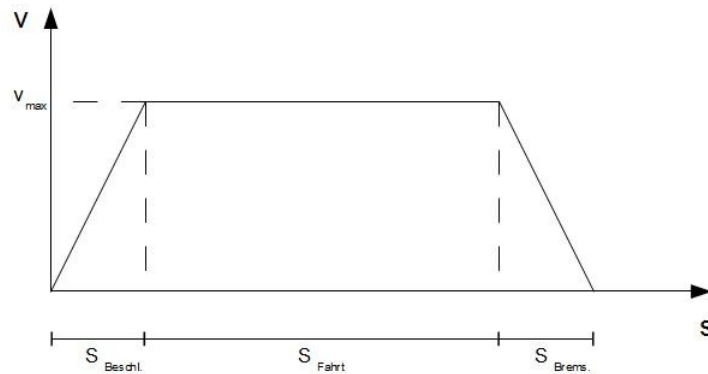


Abbildung 21: Geschwindigkeit-Weg-Diagramm

Durch Kenntnis der Maximal- und Durchschnittsgeschwindigkeit lässt sich das Verhältnis der Beschleunigungszeit und der Zeit, in welcher keine Beschleunigung herrscht, gegenüber der Gesamtzeit berechnen.

$$v_{\text{Durchs.}} = v_{\emptyset \text{ Beschl.}} \cdot x + v_{\text{max}} \cdot (1 - x) \quad 3.3$$

$v_{\emptyset \text{ Beschl.}}$... ist die durchschnittliche Geschwindigkeit des Beschleunigungs-/Abbremsvorgangs

x ... ist der prozentuale Anteil der Beschleunigungs- und Abbremszeit von der Gesamtzeit

$$v_{\emptyset \text{ Beschl.}} = \frac{1}{2} v_{\text{max}} \quad v_{\emptyset \text{ Beschl.}} = 0,785 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 3.4$$

$$1,256 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,785 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot x + 1,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot (1 - x) \quad x = 0,4$$

Daraus kann man erkennen, dass für das Beschleunigen und Abbremsen 40% der Gesamtzeit (5 s) benötigt wird. Somit ergibt sich eine Beschleunigungs- sowie Abbremszeit von jeweils 1 s.

Aus der Beschleunigungszeit sowie der Maximalgeschwindigkeit lässt sich die Beschleunigung bestimmen. Mit Hilfe einer Abschätzung der zu beschleunigenden Masse kann die benötigte Beschleunigungskraft sowie das Drehmoment errechnet werden.

$$v = a \cdot t \quad a = \frac{v}{t}$$

$$a = \frac{1,57 \frac{m}{s}}{1s} = 1,57 \frac{m}{s^2} \quad 3.5$$

$$F = m \cdot a \quad m \approx 70kg \quad F = 70kg \cdot 1,57 \frac{m}{s^2} \approx 110N \quad 3.6$$

$$M = F \cdot l \quad l = 1m \quad F = 110N \cdot 1m = 110Nm \quad 3.7$$

4.2.2 Wahl eines Schwenkantriebes

Bei der Suche nach einem Antrieb für die Schwenkbewegung spielten das relativ große Drehmoment, hervorgerufen durch den langen Schwenkarm und die schwere Last an dessen Ende, in Verbindung mit einem möglichst gering zu haltendem Einbauraum eine entscheidende Rolle.

Die Firma Schunk bietet mit Ihrem Torquemotor STM einen Antrieb an, welcher sich durch seine wählbaren Außendurchmesser von 135, 170, oder 210 Millimeter und einer geringen Bauhöhe von maximal 77 Millimeter von den Außenmaßen eigenen würde. Allerdings stellt er mit einem maximalen Nenndrehmoment von 10 Newtonmetern zu wenig Antriebsdrehmoment zur Verfügung. Außerdem würde eine größtmögliche Mitlenbohrung von 40 Millimetern der Achse für den GDA nur wenig Platz bieten.



Abbildung 22: Schunk Torquemotor STM

Quelle: Schunk, Prospekt: elektrische Schwenkeinheit SMT

Siemens bietet ebenfalls Torquemotoren an. Dabei gibt es verschiedenste Typen, welche sich durch ihren Innen- bzw. Außendurchmesser, ihre Achslängen und Drehzahlbereiche unterscheiden. Die modular aufgebauten Antriebe des Typs 1FW6 sind für den Einsatz in langsam laufenden Direktantrieben mit hoher Drehmomentabgabe konzipiert. Bei den Einbau-Torquemotoren handelt es sich um flüssigkeitsgekühlte, hochpolige permanenterregte Drehstrom-Synchronmotoren mit Hohlwellenläufer. Stator und Rotor werden dabei allerdings nicht als einbaufertiger Motor geliefert. Sie müssen in ein Gehäuse eingebracht und gelagert werden. Für den Betrieb des Motors ist außerdem ein zusätzlicher Drehgeber notwendig. Auf Grund der Mantelkühlung durch Kühlflüssigkeit des Stators muss man für eine Abdichtung gegen Kühlmittelaustritt sorgen. Die Leitungsabgänge am Stator können axial, radial nach außen oder tangential gerichtet sein.

Auf Grund seiner kompakten Bauweise und einem damit geringen benötigten Einbauvolumen eignet sich der Torquemotor 1FW6 bestens für den Einbau innerhalb der SE.



Abbildung 23: Siemens Direktantrieb 1FW6

*Quelle: Siemens, Dokumentation Direktantrieb
1FW6*

4.2.3 Lagerung

Da der gewählte Direktantrieb von Siemens nur aus einem einzelnen Rotor und Stator besteht, ist eine Lagerung der Schwenkachse unumgänglich. Um die axialen und radialen Kräfte, als auch das Moment zu lagern, erschien ein Kreuzrollenlager am geeignetsten. Dabei wurde das Lager „SX011818“ der Firma INA / FAG gewählt.

Um zu prüfen, ob es den Belastungen standhält, ist eine Berechnung der nominellen Lebensdauer sowie des statischen Sicherheitsfaktors durchzuführen.

Nominelle Lebensdauer

Die nominelle Lebensdauer lässt sich nach folgender Gleichung berechnen.

$$L = \left(\frac{f_T \cdot C}{f_W \cdot P_C} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 \quad 4.1$$

L ... Nominelle Lebensdauer

C ... Dynamische Tragzahl

P_C ... Dynamische äquivalente Radialbelastung

f_T ... Temperaturfaktor

f_W ... Belastungsfaktor

Dynamisch äquivalente Radialbelastung

Die dynamisch äquivalente Radialbelastung kann man nach folgender Gleichung berechnen.

$$P_C = X \cdot \left(Fr + \frac{2M}{dp} \right) + Y \cdot Fa \quad 4.2$$

Fr ... Radiale Belastung

Fa ... Axialbelastung

M ... Moment

X ... Dynamischer Radialäquivalenzfaktor

Y ... Dynamischer Axialäquivalenzfaktor

dp ... Rollenmittenkreis

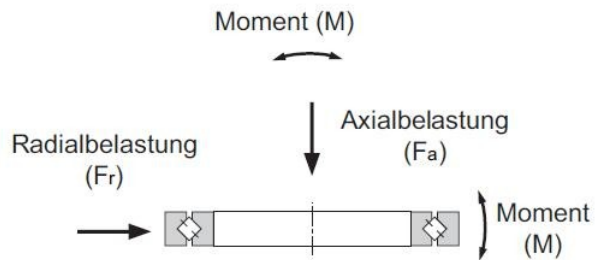


Abbildung 24: Skizze Kreuzrollenlager

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

Diagramm zur Bestimmung des Temperaturfaktors

Der Temperaturfaktor kann aus dem folgenden Diagramm entnommen werden.

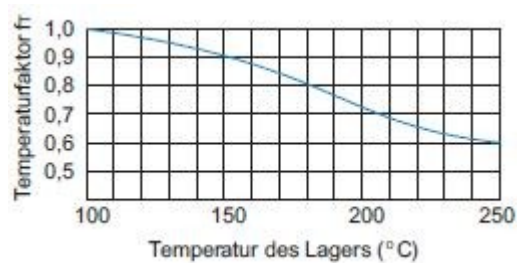


Abbildung 25: Diagramm Temperaturfaktor

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

Belastungsfaktor

Der Belastungsfaktor lässt sich nach folgender Tabelle ermitteln.

| Betriebsbedingung | f_w |
|--|-------------|
| Gleichmäßiger Betrieb ohne Erschütterungen | 1 bis 1,2 |
| Normaler Betrieb | 1,2 bis 1,5 |
| Betrieb bei starken Erschütterungen | 1,5 bis 3 |

Abbildung 26: Tabelle Belastungsfaktor

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

Dynamischer Radial- und Axialäquivalenzfaktor

Die dynamischen Radial- und Axialäquivalenzfaktoren werden wie folgt bestimmt.

| Klassifizierung | X | Y |
|-------------------------------------|------|------|
| $\frac{F_a}{F_r + 2M/d_p} \leq 1,5$ | 1 | 0,45 |
| $\frac{F_a}{F_r + 2M/d_p} > 1,5$ | 0,67 | 0,67 |

- Wenn $F_r = 0\text{N}$ und $M = 0\text{ Nmm}$, wird zur Berechnung angenommen, dass $X = 0,67$ und $Y = 0,67$ ist.

Abbildung 27: Tabelle Äquivalenzfaktoren

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

Berechnung der nominellen Lebensdauer

Berechnet wird die nominelle Lebensdauer für das Kreuzrollenlager „SX011818“ der Firma INA / FAG. Zur Berechnung wird der rotierende Teil der HSE wie in der Skizze zu sehen ist vereinfacht.

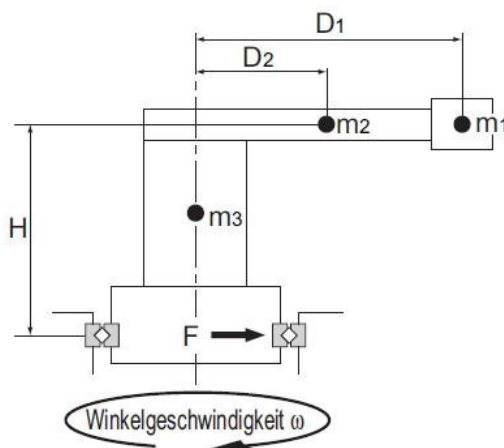


Abbildung 28: Skizze Massenschwerpunkte

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

- $m_1 = 50\text{kg}$
- $m_2 = 10\text{kg}$
- $m_3 = 15\text{kg}$
- $D_1 = 1000\text{mm}$
- $D_2 = 500\text{mm}$
- $H = 50\text{mm}$
- $C = 25500\text{N}$
- $C_0 = 91000\text{N}$
- $d_p = 102\text{mm}$
- $F = 0\text{N}$
- $\omega = 0,25/\text{s}$

Radialbelastung F_r

$$F_r = F + m_1 \cdot D_1 \times 10^{-3} \cdot \omega^2 + m_2 \cdot D_2 \times 10^{-3} \cdot \omega^2 \quad 4.3$$

$$F_r = 50\text{kg} \cdot 1000\text{mm} \times 10^{-3} \cdot 0,25^2 + 10\text{kg} \cdot 500\text{mm} \times 10^{-3} \cdot 0,25^2$$

$$F_r = 3,44\text{N}$$

Axialbelastung F_a

$$F_a = (m_1 + m_2 + m_3) \times g \quad 4.4$$

$$F_a = (50\text{kg} + 10\text{kg} + 15\text{kg}) \times 9,807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_a = 735,53\text{N}$$

Moment M

$$M = m_1 \cdot g \times D_1 + m_2 \cdot g \times D_2 + (m_1 \cdot D_1 \times 10^{-3} \cdot \omega^2 + m_2 \cdot D_2 \times 10^{-3} \cdot \omega^2) \times H \quad 4.5$$

$$M = 50\text{kg} \cdot 9,807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1000\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 9,807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 500\text{mm} + \left(50\text{kg} \cdot 1000\text{mm} \times 10^{-3} \cdot \left(0,25 \frac{1}{\text{s}} \right)^2 + 10\text{kg} \cdot 500\text{mm} \times 10^{-3} \cdot \left(0,25 \frac{1}{\text{s}} \right)^2 \right) \times 50\text{mm}$$

$$M = 539557\text{N} \cdot \text{mm} \approx 540\text{Nm}$$

Dynamischer Radial- und Axialäquivalenzfaktor

$$\frac{F_a}{F_r + 2M / dp} = \frac{735,53\text{N}}{3,44\text{N} + 2 \times 539557\text{Nmm} / 102\text{mm}} = 0,07 \leq 1,5 \quad 4.6$$

Somit kann man aus der Tabelle für die dynamischen Radial- und Axialäquivalenzfaktoren folgende Werte entnehmen: $X=1$, $Y=0,45$

Die dynamisch äquivalente Radialbelastung kann nun ermittelt werden.

$$P_c = X \left(F_r + \frac{2M}{dp} \right) + Y \cdot F_a = 1 \times \left(3,44\text{N} + \frac{2 \cdot 539557\text{Nmm}}{102\text{mm}} \right) + 0,45 \times 735,53\text{N} = 10914\text{N} \quad 4.2$$

Beim Betrieb der HSE ist nicht mit Temperaturen über 100°C zu rechnen. Somit kann man mit einem Temperaturfaktor von $f_T = 1$ rechnen.

Wenn man bei dem Betrieb der HSE von nahezu keinen Erschütterungen ausgeht, kann man aus der Tabelle zur Ermittlung des Belastungsfaktors ein f_w von 1,2 entnehmen und in die Gleichung der nominellen Lebensdauer einsetzen.

$$L = \left(\frac{f_T \cdot C}{f_w \cdot P_C} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 = \left(\frac{1 \times 25500 N}{1,2 \times 10914 N} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 = 9,2 \cdot 10^6 \text{ Umdrehungen} \quad 4.1$$

Unter der Annahme, dass sich die HSE innerhalb von einer Minute in 2 Arbeitszyklen bewegt und sie sich innerhalb eines Zyklus um 180° dreht, kann man die Lebensdauer in Jahren errechnen.

$$\frac{9,2 \cdot 10^6}{\frac{1}{2} \text{ Umdrehung} \cdot 2 \text{ Arbeitszyklen} \cdot 60 \text{ Minuten} \cdot 24 \text{ Stunden} \cdot 365 \text{ Tage}} = 17,5 \text{ Jahre}$$

Statischer Sicherheitsfaktor

Die statische Tragzahl C_0 gibt an, ab welcher konstanten Last die maximale Flächenpressung auf der Kontaktfläche zwischen Rolle und Laufbahn 4000MPa beträgt. Falls die Flächenpressung diesen Wert übersteigt, wird die Drehbewegung beeinträchtigt.

Der statische Sicherheitsfaktor lässt sich mit folgender Gleichung berechnen.

$$\frac{C_0}{P_0} = f_s \quad 4.7$$

f_s ... Statischer Sicherheitsfaktor

C_0 ... Statische Tragzahl

P_0 ... Statische äquivalente Radialbelastung

Statisch äquivalente Radialbelastung

Die statisch äquivalente Radialbelastung des Kreuzrollenlagers kann mit Hilfe folgender Gleichung errechnet werden.

$$P_0 = X_0 \cdot \left(Fr + \frac{2M}{dp} \right) + Y_0 \cdot Fa \quad 4.8$$

Fr ... Radiale Belastung

Fa ... Axialbelastung

M ... Moment

X₀ ... Statischer Radialäquivalenzfaktor

Y₀ ... Statischer Axialäquivalenzfaktor

dp ... Rollenmittenkreis

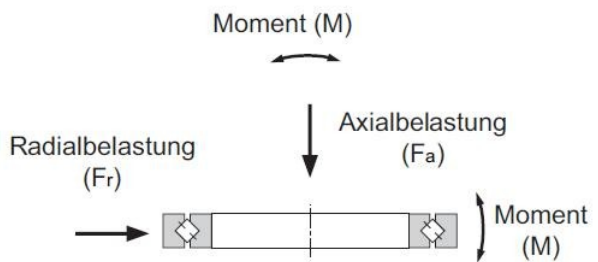


Abbildung 29: Skizze Kreuzrollenlager

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

Berechnung des statischen Sicherheitsfaktors

Berechnet wird der statische Sicherheitsfaktor für das Kreuzrollenlager „SX011818“ der Firma INA / FAG. Zur Berechnung werden die folgenden Werte benutzt und dabei teilweise von der Berechnung der nominellen Lebensdauer übernommen.

$$Fr = 3,44N$$

$$Fa = 735,53N$$

$$M = 540Nm$$

$$dp = 102mm$$

$$C_0 = 91000N$$

$$X_0 = 1$$

$$Y_0 = 0,44$$

$$P_0 = X_0 \cdot \left(Fr + \frac{2M}{dp} \right) + Y_0 \cdot Fa = 1 \times \left(3,44N + \frac{2 \cdot 540000}{102} \right) + 0,44 \cdot 735,53 = 10915N \quad 4.8$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{91000N}{10915N} = 8,3 \quad 4.7$$

Es ergibt sich ein statischer Sicherheitsfaktor von 8,3. In der nachfolgenden Tabelle kann abgelesen werden, welchen Wert der statische Sicherheitsfaktor bei einer jeweiligen Belastungsbedingung nicht unterschreiten darf.

| Belastungsbedingungen | Unterer Grenzwert f_s |
|-----------------------|-------------------------|
| Normale Belastung | 1 bis 2 |
| Stoßbelastung | 2 bis 3 |

Abbildung 30: Tabelle: Sicherheitsfaktoren

Quelle: THK, nominelle Lebensdauer

Im Einsatz des Kreuzrollenlagers in der HSE wäre mit einer normalen Belastung ohne Stöße zu rechnen.

Man erkennt, dass das Kreuzrollenlager ausreichend groß gewählt wurde und noch ausreichende Belastungsreserven vorhanden sind.

4.2.4 Messsystem

Für die Steuerung der SE ist ein zusätzliches Winkelmesssystem notwendig, da der für den Antrieb eingebaute Torquemotor kein internes Messsystem besitzt. Siemens empfiehlt in Verbindung ihres Direktantriebes 1FN6 ein Winkelmesssystem der Firma Heidenhain.

Winkelmesssysteme der Firma Heidenhain sind unterteilt in selbstlagernde und nicht selbstlagernde Systeme. Selbstlagernde Messsysteme sind gekapselte Komplettsysteme, welche durch eine integrierte Statorkupplung oder eine separate Wellenkupplung einen Versatz ausgleichen können. Messsysteme ohne Eigenlagerung hingegen bestehen aus einer Teilungstrommel, welche am Rotor befestigt wird, und einem Abtastkopf.

Nach der Konstruktion eines Entwurfs, welcher den Direktantrieb und das Kreuzrollenlager beinhaltet, wurde festgestellt, dass das Messsystem auf Grund des geringen Platzangebotes innerhalb der SE, nur an zwei Stellen angebracht werden kann. Diese sind in der folgenden Abbildung gekennzeichnet.

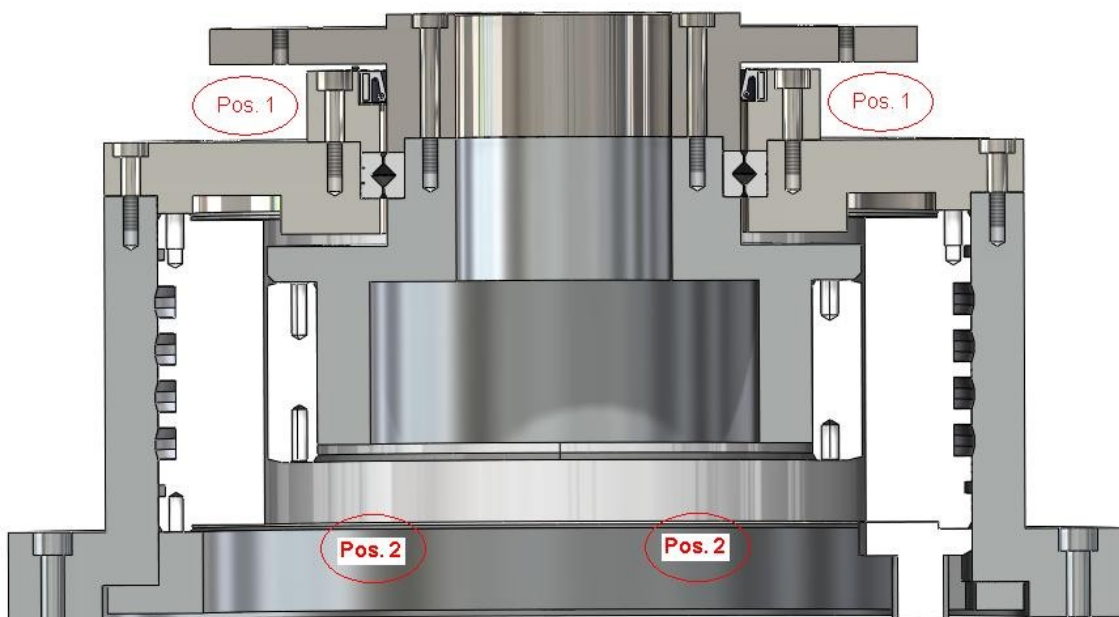


Abbildung 31: Positionen für Messsystem

Die erste Position befindet sich direkt unter dem anzubringenden Schwenkarm. Da diese Stelle jedoch nach außen hin offen ist, müsste ein abgeschlossenes Messsystem mit Eigenlagerung gewählt werden, um für eine Abschirmung vor Verschmutzungen zu sorgen. Ein eigengelagertes Messsystem wäre an dieser Stelle allerdings nur schwer anzubringen und würde auf Grund seiner Größe für viel zusätzliches Gewicht sorgen.

Position zwei hingegen ist, nachdem die nur unten offene Schwenkeinheit auf der HE angebracht wurde, von der Umwelt abgeschlossen. Somit kann an dieser Position auch ein Messsystem ohne Eigenlagerung angebracht werden. Der Abtastkopf müsste dem zur Folge fest mit dem Stator oder Mantel verbunden werden. Die Teilungstrommel wiederum muss mit dem Rotor verbunden werden.

Die Teilungstrommel der Baureihe „4x00“ mit einem Innendurchmesser von 80 mm wird für Schwenkachsen empfohlen und eignet sich am besten in dieser Situation. Für die Verbindung der Teilungstrommel mit dem Rotor, wird ein Verbindungsteil benötigt. Dies ist, wie in der Abbildung zu sehen, zum einen mit dem Rotor und dessen Verstärkung, als auch mit der Teilungstrommel, verschraubt.

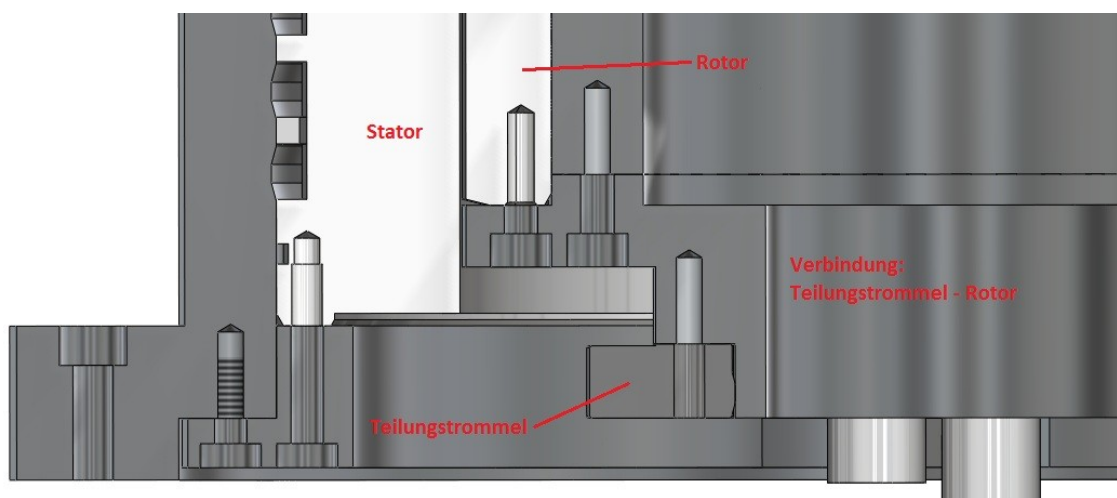


Abbildung 32: Befestigung Teilungstrommel

Der Abtastkopf muss in den Zwischenraum von dem Befestigungsring des Stators und der Teilungstrommel angebracht werden. Es bestehen zwei Möglichkeiten den Abtastkopf durch Schrauben zu befestigen. Zum einen kann eine Montage an einem Körper an der Unter- zum anderem an der Hinterseite des Abtastkopfes erfolgen. Die beiden Montagevarianten sind in den folgenden Darstellungen abgebildet.

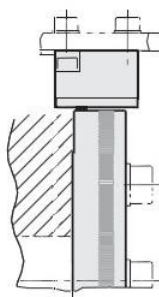


Abbildung 33: Abtastkopf Einbaulage 1

Quelle: Haidenhain, Dokumentation Winkel-
messsysteme ohne Eigenlagerung

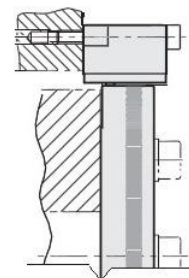


Abbildung 34: Abtastkopf Einbaulage 2

Quelle: Haidenhain, Dokumentation Winkel-
messsysteme ohne Eigenlagerung

Durch den beengten Einbauraum und um trotzdem eine Montier- und Justierbarkeit zu gewährleisten, konnte der Abtastkopf nur durch eine Trägerplatte an dessen Unterseite befestigt werden. Der Abtastkopf besitzt nur Durchgangslöcher ohne Gewinde. Eine Schraube von oben einzufädeln und anzuziehen ist aus Platzgründen nicht möglich. Somit muss auch die Trägerplatte mit Durchgangslöchern ausgestattet sein, um den Abtastkopf von unten anschrauben zu können. Um den Befestigungsschrauben ein Gewinde zu bieten, wird über dem Abtastkopf eine Gewindeplatte platziert. Die Trägerplatte wird an den Verbindungsring, welcher den Mantel mit dem Stator verbindet, verschraubt. Dazu wird eine Nut in den Verbindungsring gefräst. Die Trägerplatte ist so platziert, dass das Anschlusskabel des Abtastkopfes in Richtung der Kabel vom Schwenkantrieb zeigt und so beide Kabel gemeinsam weitergeführt werden können. Die komplette Montagesituation von Teilungstrommel, Abtastkopf und Trägerplatte ist in den folgenden Abbildungen zu sehen.

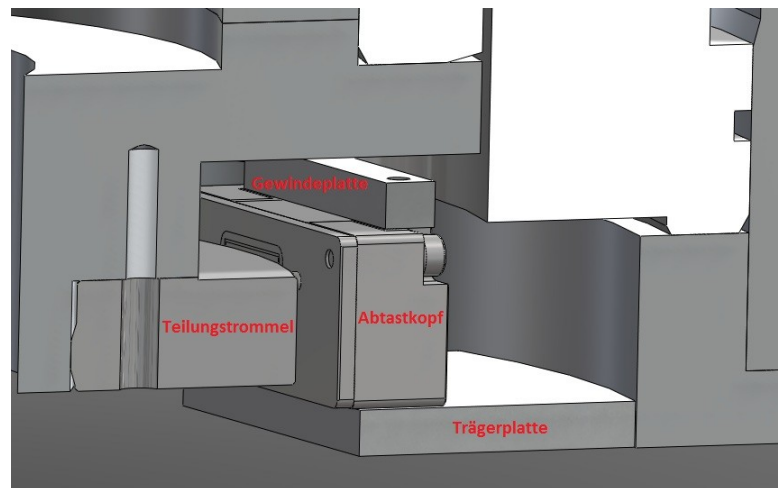


Abbildung 35: Befestigung Abtastkopf 1

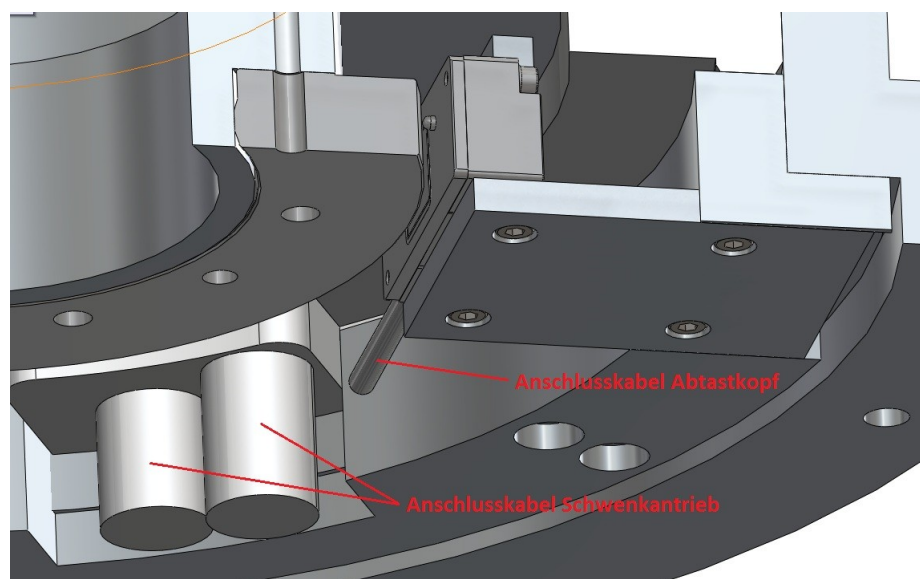


Abbildung 36: Befestigung Abtastkopf 2

Zwischen Teilungstrommel und Abtastkopf muss bei der Montage ein exakter Abstand eingehalten werden. Dieser wird durch eine dem Messsystem mitgelieferte Abstandsfolie gewährleistet. Vor dem Anbringen des Abtastkopfes wird die Abstandsfolie um die bereits montierte Teilungstrommel geschlagen. Danach kann der Abtastkopf auf die Trägerplatte geschraubt werden und diese durch leichtes Anziehen der Befestigungsschrauben an den Verbindungsring angebracht werden. Der Abtastkopf kann nun indem man ihn mit leichtem Druck gegen die Teilungstrommel drückt, in den richtigen Abstand gebracht werden. Alle Befestigungsschrauben der Trägerplatte können nun fest angezogen werden. Dabei ist darauf zu achten, dass sich der Abstand zwischen Abtastkopf und Teilungstrommel nicht verändert. Abschließend kann die Abstandsfolie entfernt werden.

Eine Schnittdarstellung von dem kompletten Entwurf des Schwenkantriebs kann man in folgendem Bild sehen.

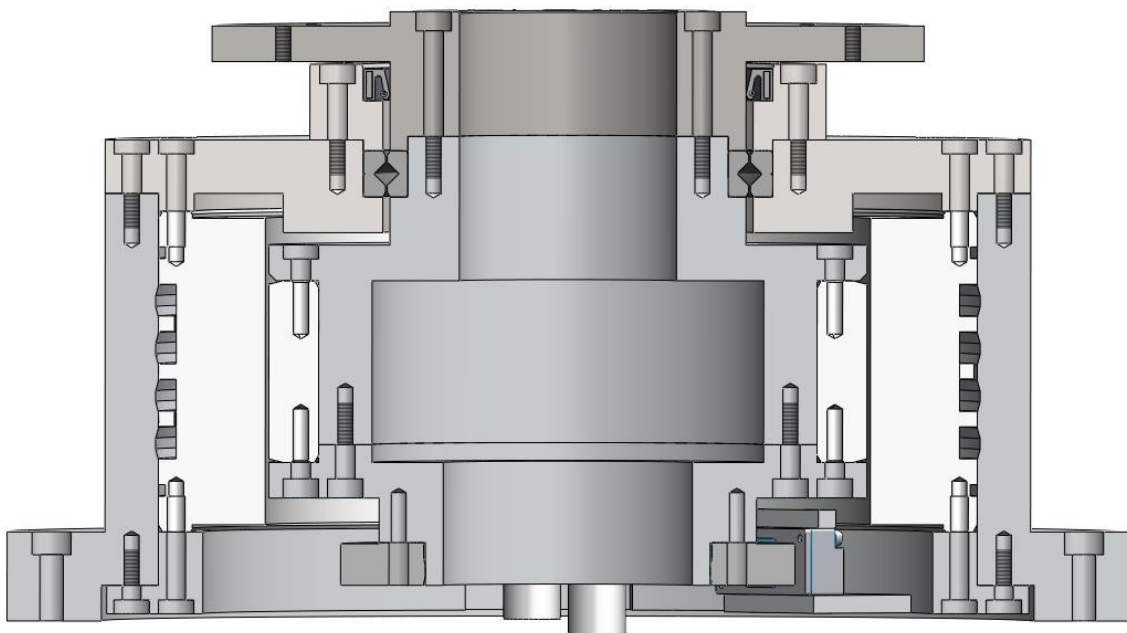


Abbildung 37: Schnittdarstellung Entwurf Schwenkeinheit

Wie auf dem Bild zu erkennen ist, befindet sich im Zentrum der SE der Direktantrieb. Dieser ist unten über einen Verbindungsring und oben über den Deckel, mit dem Mantel verbunden. Der Rotor ist an einem Verbindungsstück befestigt, welches auch eine verstärkende Funktion besitzt. Auf dieses Verbindungsstück wird der Anschluss für den Schwenkarm geschraubt. Dabei wird gleichzeitig der innere Ring des Kreuzrollenlagers mit dem Rotor befestigt. Das Befestigungsstück der Teilungstrommel ist an der Unterseite des Rotors sowie des Verbindungsstücks befestigt. Auf dem Deckel wird ein Klemmring aufgeschraubt, welcher den äußeren Ring des Kreuzrollenlagers fixiert. In

diesem befindet sich ein Dichtungsring, welcher das Kreuzrollenlager vor Schmutz schützt. Während der gesamten Konstruktion der SE wurde darauf geachtet, dass die Achse des GDA mittig durch die SE geführt werden kann. Die SE besitzt zudem Verbindungsmöglichkeiten zur HE, auf die sie aufgesetzt wird, und zum Schwenkarm.

4.3 Schwenkarmbaugruppe

Eine weitere Baugruppe der HSE ist die Schwenkarmbaugruppe (SABG). Diese beinhaltet den eigentlichen Schwenkarm, den Greifer und diverse Komponenten zur Umsetzung der Drehbewegung des Greifers. Eine Spannrolle, zur Spannung des Zahnriemens, welcher die Rotation des GDA zur Greiferdrehachse übermittelt, musste ebenfalls in die SABG integriert werden.

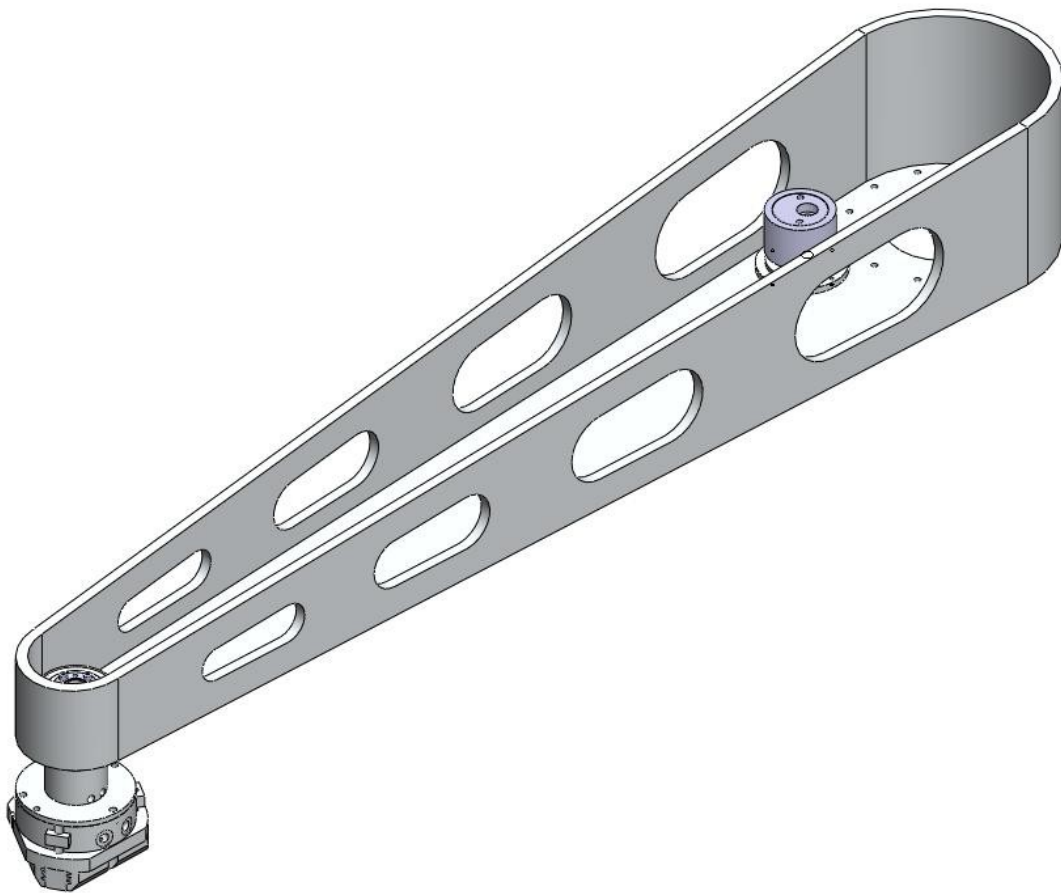


Abbildung 38: Schwenkarmbaugruppe

Die folgende Abbildung zeigt eine Schnittdarstellung des vorderen Endes der SABG. Darin zu erkennen ist der Greifer sowie die Lagerung der Drehachse mit der er verbunden ist. In einem Durchgangsloch des Bodens vom Schwenkarm befindet sich eine Lagerschale. In ihr werden zwei Kugellager mittels eines Sicherungsrings und eines Klemmrings befestigt. Der Abstand der beiden Lager wird über 2 Abstandshülsen hergestellt. Die durch die Kugellager führende Antriebswelle des Greifers ist mit zwei Sicherungsringen befestigt. Um Anschluss- und Signalverbindungen des Greifers durch die Antriebswelle führen zu können ist diese hohl. Oben auf der Antriebswelle wird eine Synchronscheibe durch einen Spannsatz auf der Hohlwelle verbunden. Am unteren

Ende der Antriebswelle ist auf gleiche Weise eine Befestigung für den Greifer angebracht. Die Greiferverbindung besitzt Durchgangslöcher, welche es ermöglichen Signalkabel und Pneumatikschläuche vom Greifer ins Innere der Welle zu führen. Der angebrachte Greifer ist nur exemplarisch, er kann zusammen mit einer passenden Greiferbefestigung durch andere Greifer ersetzt werden.

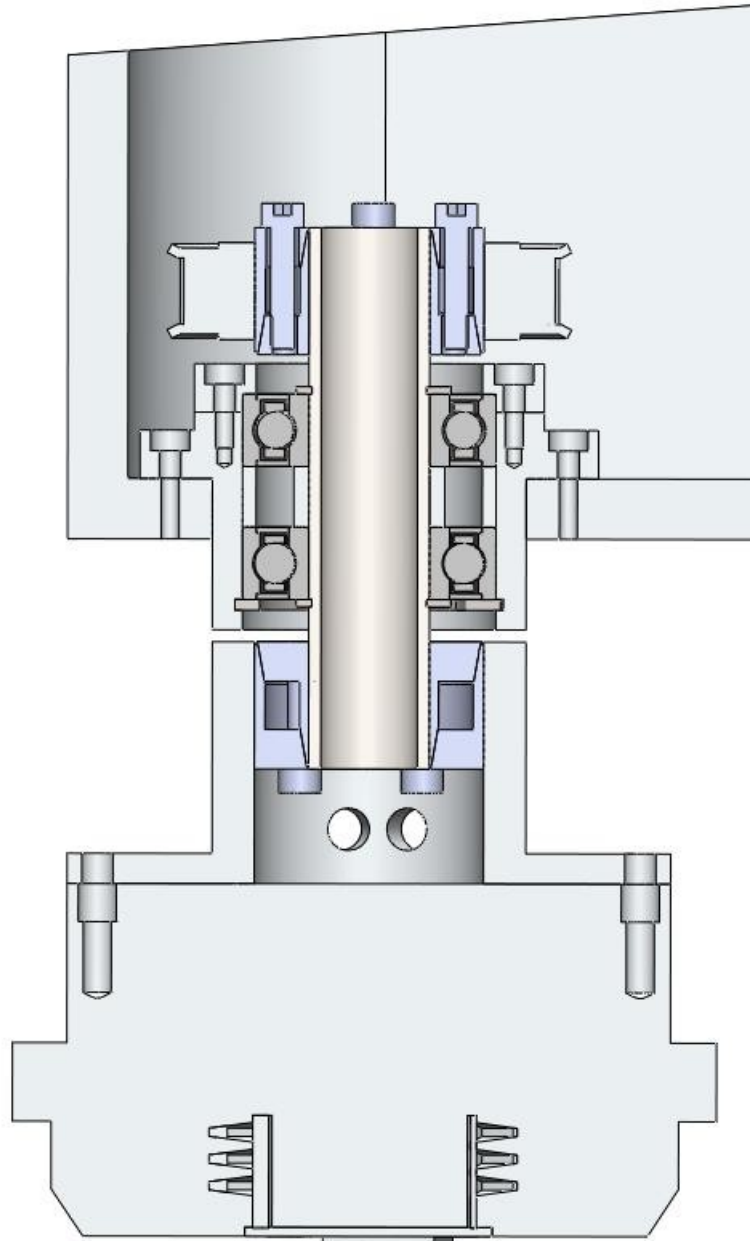


Abbildung 39: Schnittdarstellung: Greiferdrehachse

4.4 Greiferdrehantrieb

Die Antriebskomponenten der Rotationsbewegung des Greifers bilden die letzte Baugruppe. Im Wesentlichen besteht die Baugruppe aus dem Antriebsmotor und einer gelagerten Abtriebswelle. Über eine Klauenkupplung der Firma KTR sind Motor und Welle miteinander verbunden. Die Baugruppe kann nicht an einem Stück in die HSE eingebaut werden, da der Motor bereits beim Zusammenbau der Hubeinheit integriert werden muss, die Welle jedoch am Ende von oben durch die SE geführt und mit ihr verschraubt wird.

Beim Antrieb handelt es sich um einen Motor des Typs 1FK7 der Firma Siemens. Dieser Typ von permanentmagneterregten Drehstrom-Synchronmotoren ist vorgesehen für den Einsatz in Werkzeug- und Produktionsmaschinen sowie Robotern und Handhabungsgeräten.

Die Abtriebswelle ist ähnlich wie die Antriebswelle des Greifers in einer Lagerschale gelagert und wird durch sie auf der SE befestigt. Auf der Welle ist durch einen Spannsatz eine Synchronscheibe des gleichen Typs, wie am Schwenkarmende, angebracht.

Die beiden Kupplungsklauen werden über Passfedern und Bolzen mit den Wellen verbunden.



Abbildung 40: Greiferdrehantrieb

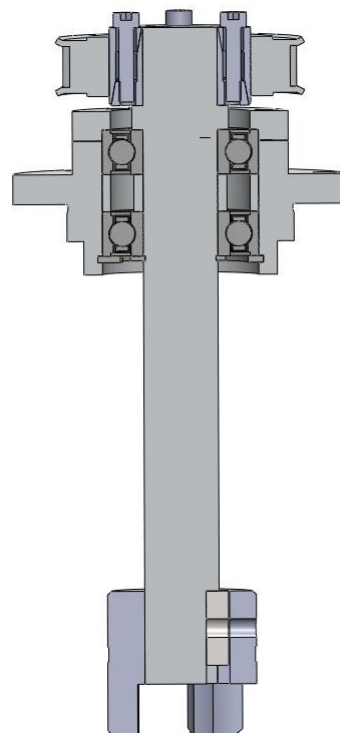


Abbildung 41: Schnittdarstellung: Abtriebswelle

Berechnung der Zahnriemenlänge

Um die Rotationsbewegung der Abtriebswelle des GDA auf die Antriebswelle des Greifers zu übertragen wird ein Zahnriemen genutzt. Dabei soll ein Riemen mit Vorzugslänge genutzt werden. Er verläuft um die beiden Synchroscheiben, welche sich auf der An- bzw. Abtriebsachse befinden und wird durch einen Zahnriemenspanner gespannt. Beim Zahnriemenspanner ist zu beachten, dass dieser den Riemen von außen spannen soll und so angebracht werden muss, dass er linksspannend wirkt. Das heißt, dass die Spannrolle gegen den Uhrzeigersinn um den Exzenter gedreht wird, um den Zahnriemen zu spannen. Somit wird erreicht, dass sich die Schraube, welche die Spannrolle befestigt, durch die Spannung des Riemens nicht lösen kann. Der Zahnriemenspanner wurde, wie im folgenden Bild zu sehen ist, so positioniert, dass er sich möglichst weit außen in der Nähe der Antriebsachse befindet, um so einen möglichst kleinen Spannungswinkel des Riemens zu erreichen.

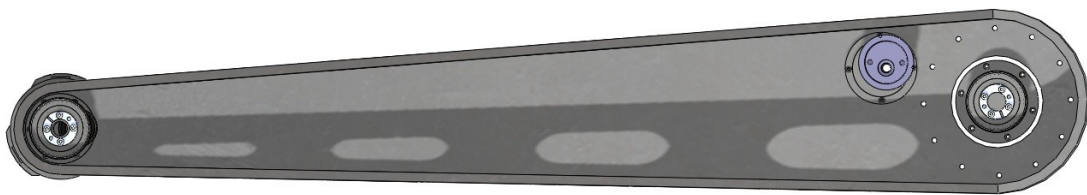


Abbildung 42: Sicht von oben auf Schwenkarm

Für die Berechnung der Zahnriemenlänge wurde ein Online-Berechnungsprogramm, welches von der Firma MULCO zur Verfügung gestellt wird, genutzt. Dabei ist es zunächst notwendig, die Positionen der Synchroscheiben sowie der Spannrolle einzugeben. Der Nullpunkt wurde dabei auf die Abtriebsachse gelegt. Für die Synchroscheiben ergeben sich somit, bei einem Abstand der Synchroscheiben von einem Meter, die Koordinaten 0|0 und 1000|0. Der Mittelpunkt der Spannrolle befindet sich auf Grund der Drehbarkeit um den Exzenter auf einer Kreisbahn und hat somit je nach Spannsituation unterschiedliche Koordinaten. Zu Beginn der Berechnung wird die Spannrolle so positioniert, dass sie am wenigsten Spannungswirkung auf den Riemen erzeugt. Der Mittelpunkt der Spannrolle kann mittels CAD-Programm ermittelt werden (881,18|46). Anschließend müssen noch die Zähnezahlen der Synchroscheiben und die Art des Zahnriemens eingegeben werden. Der Außendurchmesser der Riemenscheiben wird dann automatisch eingesetzt. Beim Riemenspanner ist zu beachten, dass man ebenfalls den gleichen Riementyp einstellt und bei Zähnezahl eine „0“ einträgt. Somit kann der Außendurchmesser der Spannrolle angegeben werden. In zwei weiteren Feldern werden die aktuelle Riemenlänge sowie die nächstgrößere Vorzugslänge

angezeigt. Um für den Riemen eine Vorzugslänge zu erreichen, gibt es drei Möglichkeiten: Es kann der Durchmesser und somit die Zähnezahl der Synchroneiben vergrößert werden, man kann den Abstand der Synchroneiben zueinander durch Verschiebung einer Scheibe auf der X-Achse verändern oder die Spannrolle wird auf der Y-Achse näher in die Mitte des Schwenkarms verschoben.

Eine Vergrößerung des Durchmessers der Synchroneibe an der Abtriebsachse ist aus Platzgründen nicht möglich. Die alleinige Vergrößerung der Synchroneibe an der Antriebsachse reicht nicht aus um den Zahnriemen mit der nächstgelegenen Vorzugslänge zu spannen. Außerdem würde durch die Verwendung zweier unterschiedlicher Synchroneiben eine Drehzahlübersetzung entstehen, welche bei einer späteren Programmierung der Greifer-Drehbewegung berücksichtigt werden müsste. Eine Verschiebung der Spannrolle hätte einen größeren Spannwinkel zu Folge und ein Riemen mit Vorzugslänge würde selbst bei größtmöglicher Verschiebung nicht gespannt werden. Somit muss eine Vergrößerung des Abstandes der beiden Synchroneiben zur Spannung des Riemens vorgenommen werden.

Es ist möglich von der Software berechnen zu lassen, um wie viel eine bestimmte Synchroneibe verschoben werden muss, um ein Vorzugsmaß für den Zahnriemen zu erreichen. In der folgenden Abbildung ist die Zusammenstellung der beiden Synchroneiben und der Spannrolle, sowie die Berechnung auf Vorzugslänge, zu sehen.

Man sieht, dass Synchroneibe 1 um 19,13 mm nach links verschoben werden müsste, um den Zahnriemen mit einem Vorzugsmaß von 2240mm zu spannen.

Der komplette Schwenkarm und somit auch der Achsabstand zwischen An- und Abtrieb werden demzufolge um 19 mm verlängert. Die restliche Überlänge des Riemens wird mit Hilfe des Zahnriemenspanners ausgeglichen.

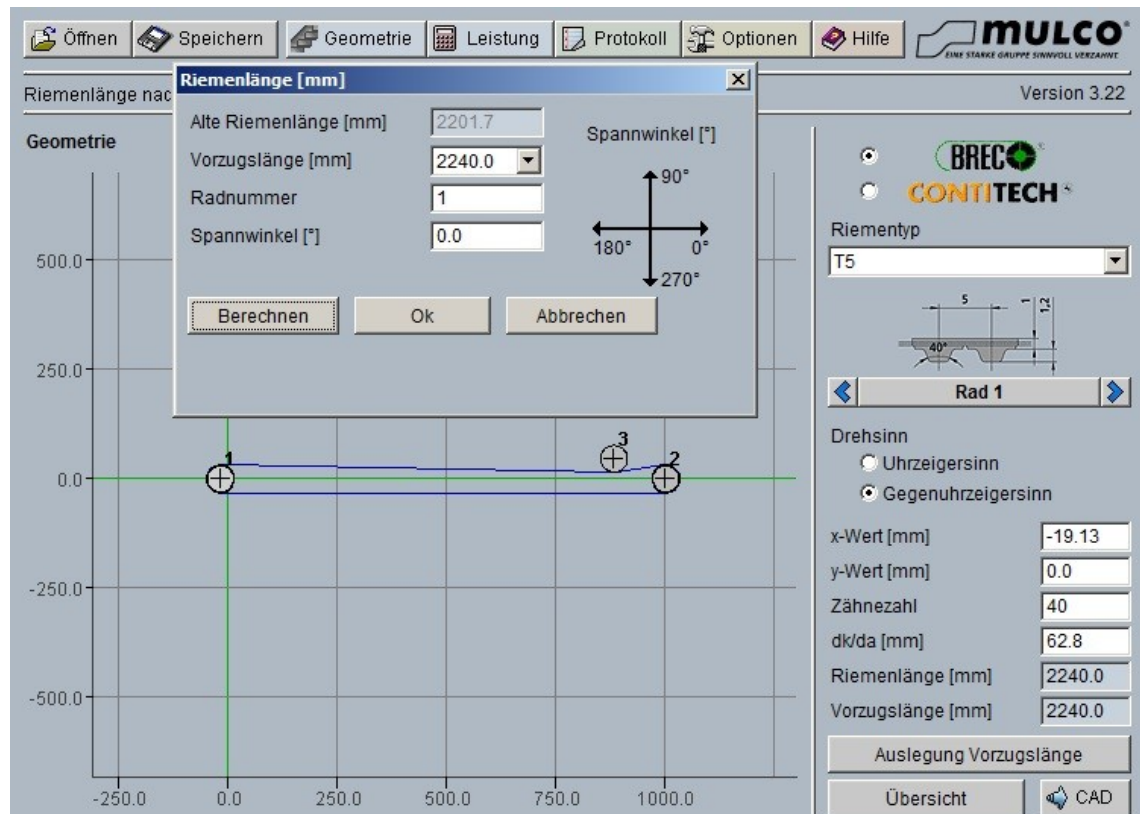


Abbildung 43: Berechnung Vorzugslänge

Quelle: Mulco, belt-pilot

Mit Hilfe des CAD-Programms kann überprüft werden, ob und in welcher Position der Zahnriemenspanner in der Lage ist, den Riemen zu spannen.

Durch Probieren von immer größer werdenden Spannwinkeln und einer Berechnung der entsprechenden Riemenlänge konnte festgestellt werden, dass bei einer Verdrehung der Spannrolle von etwa 45° die Riemenlänge exakt 2240 mm beträgt.

4.5 Gesamtentwurf

Nach dem Entwurf der einzelnen Baugruppen für Hub-, Rotations- und Greiferdrehbewegung sowie der Schwenkarmbaugruppe können diese zu einem abschließenden Entwurf der HSE zusammengefügt werden.

Der Deckel der HE besitzt einen Zentrierbund, durch den es möglich wird, die SE exakt konzentrisch aufzusetzen. Dies ist vor allem notwendig, um keinen Versatz zwischen der Ausgangswelle des Motors für den GDA und der Abtriebswelle zu erzeugen. Für die Verschraubung der beiden Baugruppen ist ein Gewinde im Deckel der HE und eine Formsenkung im Fuß des Mantels der SE vorgesehen.

Beim Zusammenbau der HE muss darauf geachtet werden, dass vor dem Befestigen des Deckels, der Motor des GDA an dessen Unterseite befestigt wird. Der Antrieb wird über das Lager der Ausgangswelle im Deckel zentriert.

Die Abtriebsachse des GDA wird durch die Lagerschale konzentrisch zur SE auf dieser befestigt. Sie kann vor oder erst nach der Montage der SABG angebracht werden.

Die SABG kann ebenso durch einen Bund an der SE zentriert angebracht und verschraubt werden.

Bei der Konstruktion aller Baugruppen wurde immer darauf geachtet, dass die Teile nicht unnötig kompliziert gestaltet und somit günstig hergestellt werden können. Ebenso wurde auf eine Montierbarkeit der Einzelteile innerhalb der Baugruppen geachtet.

Auf Verrundungen, Fasen, Freistich und die Angabe von Passungen und Toleranzen wurde im gesamten Entwurf aus Zeitgründen bis auf eine Ausnahme verzichtet. An der Lagerschale des GDA, welche mit der SE verschraubt ist, befinden sich beispielhaft ein Freistich und eine Fase.

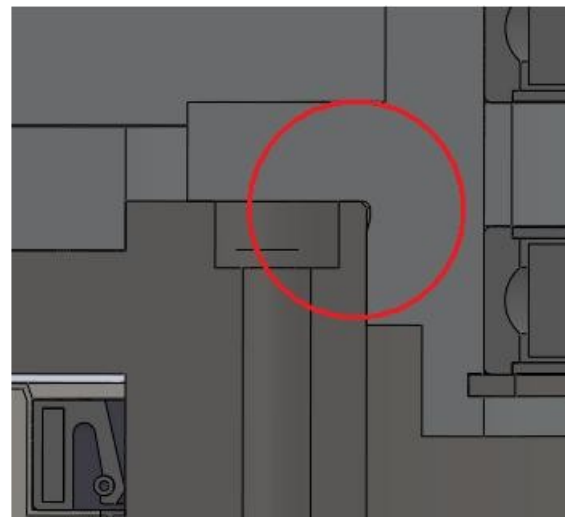


Abbildung 44: Fase und Freistich

Das folgende Bild zeigt die Ansicht der kompletten HSE.

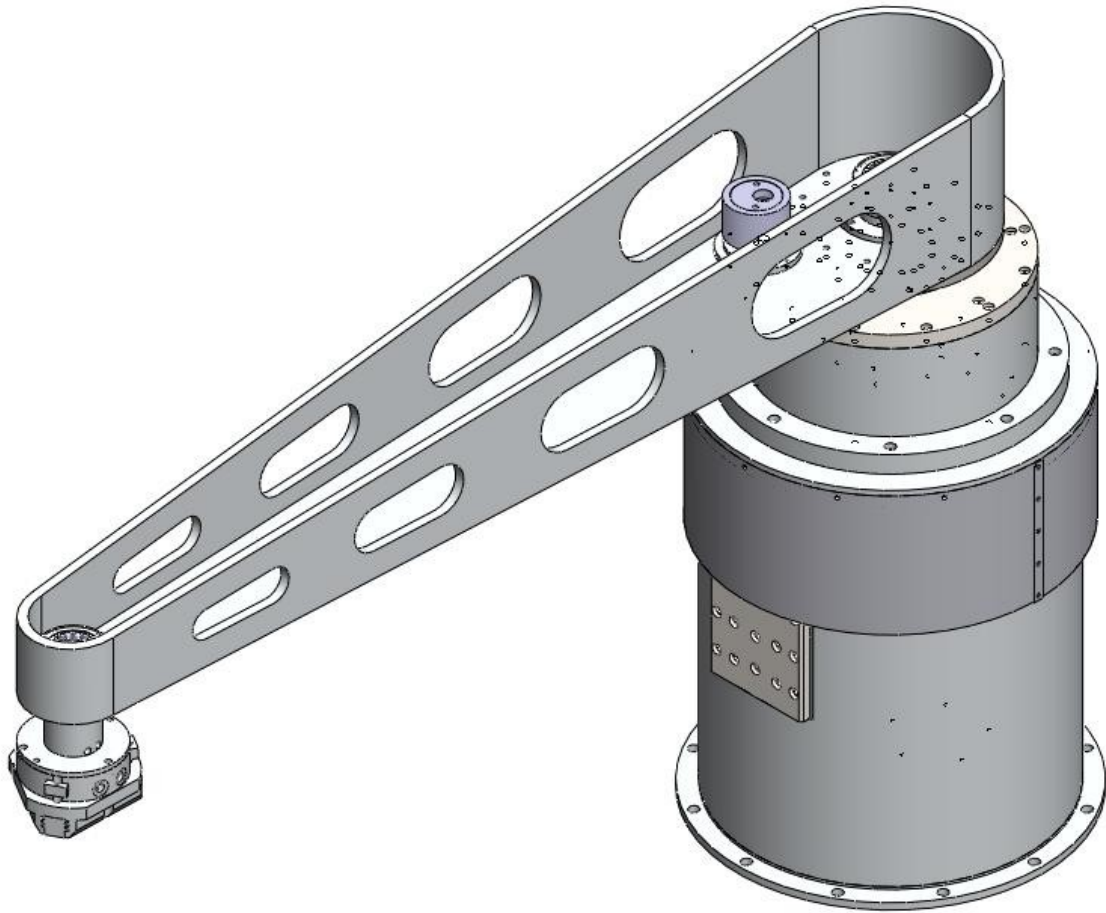


Abbildung 45: Ansicht komplette HSE

Anzumerken ist, dass die Versorgungsleitungen und Signalkabel des Greifers nur durch die Drehachse des Greifers und innerhalb des Schwenkarms bis zur Schwenkachse der HSE geführt werden können. Es besteht keine Möglichkeit diese Leitungen ins Innere der HSE zu führen. Eine Weiterführung müsste z.B. über einen Kabelschlepp, welcher flexibel und lang genug ist um die Schwenkbewegung zu ermöglichen, nach oben oder zu einer Seite der HSE, erfolgen.

Ebenso ist zu beachten, dass der verwendete Direktantrieb für die Schwenkbewegung die im Betrieb entstehende Wärme über seinen Mantel abgibt. Diese muss bei großer Belastung und dementsprechend hoher Wärmeentwicklung mittels Flüssigkeitskühlung abgeführt werden. Es ist deshalb vor dem jeweiligen Einsatzzweck zu prüfen, wie viel Leistung vom Schwenkantrieb gefordert wird und ob eine zusätzliche Flüssigkeitskühlung notwendig ist.

Bei der Planung eines Bewegungsablaufes der HSE ist zu beachten, dass sich der Motor des GDA und dessen Ausgangswelle bei der Schwenkbewegung nicht mit rotiert. Demzufolge verändert sich beim Schwenken die Orientierung des Greifers im Bezug auf den Schwenkarm. Dies kann je nach Einsatz sowohl Vor- als Nachteile haben, könnte aber durch ein gleichzeitiges Gegenwirken des GDA behoben werden.

Die folgende Schnittdarstellung ermöglicht den Einblick in die HSE und lässt die Positionierung der einzelnen Baugruppen erkennen.

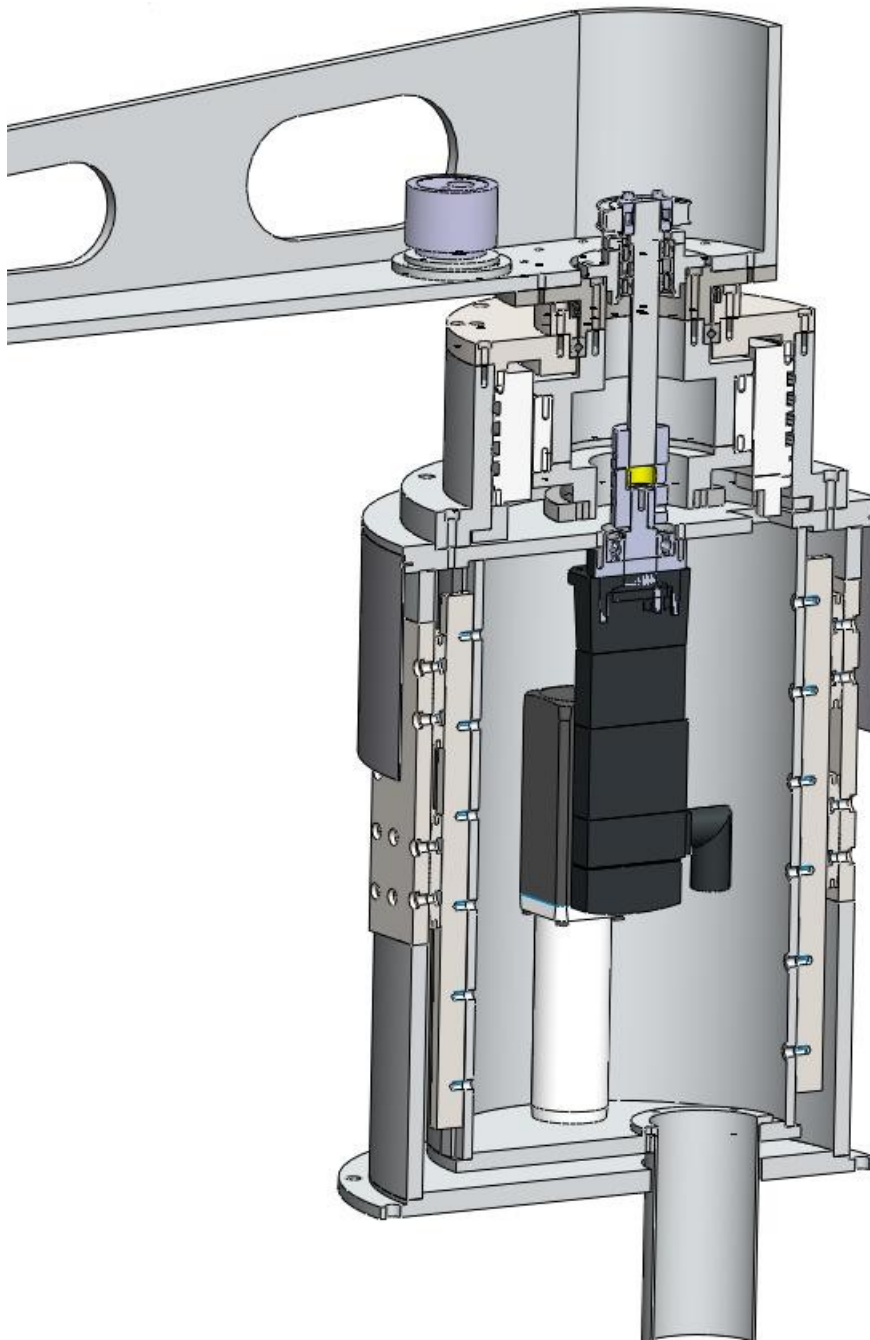


Abbildung 46: Schnittansicht HSE

5 Zusammenfassung

Dieses Kapitel dient der Zusammenfassung der bisher gewonnenen Ergebnisse und zeigt einen Ausblick auf mögliche Weiterentwicklungen.

Das Bachelorarbeitsthema „Entwurf einer Hub-Schwenkeinheit“ ergab sich aus einem aktuellen Projekt der Firma Partec, welche eine Alternative zu einer bestehenden Transporteinheit suchte. Die neu entwickelte HSE sollte in der Lage sein, einen speziellen Transportvorgang zwischen zwei Maschinen zu automatisieren und später auch als Lösung in anderen Anlagen Anwendung finden.

Nachdem das Thema der Bachelorarbeit gefunden worden war, fand eine Marktanalyse statt, welche neben der Notwendigkeit einer neu zu entwickelnden HSE auch Funktionsprinzipien von ausgewählten, angebotenen HSE aufzeigte.

Bei der anschließenden Aufstellung eines Lastenheftes, wurden alle an die zu entwerfende HSE gestellten Anforderungen aufgezeigt. Im Pflichtenheft wurde sich auf Konzepte zur Lösung festgelegt. Dabei wurden auch andere Möglichkeiten zur Umsetzung aufgezeigt und deren Vor- bzw. Nachteile zum bevorzugtem Konzept dargestellt.

Der anschließende Entwurf der HSE gliedert sich in Baugruppen, in die die HSE aufgeteilt wurde. Für die Umsetzung der HE wurden zwei verschiedene Entwürfe mit Rund- bzw. Schienenführungen gezeigt. Die Variante mit Schienenführungen wurde dabei bevorzugt, wobei auch der erste Entwurf bei Anwendungen, welche keine Rotation des Greifers erfordern, eingesetzt werden könnte. Im weiteren Laufe des Kapitels wurde die Konstruktion der SE, der SABG, sowie des GDA gezeigt. Das Ende des Kapitels beinhaltet einen Entwurf der gesamten HSE, bestehend aus den zuvor konstruierten Einzelbaugruppen.

Der am Ende entstandene Entwurf zeigt eine funktionsfähige HSE, welche nach Anschluss aller Antriebe, Sensoren und Anbringen eines Zahnriemens, die gestellten Anforderungen erfüllt. Eine Software zur Steuerung der HSE ist ebenso noch erforderlich. Auf Grund des Führungsproblems mit den Leitungen des Greifers, könnte die Entwicklung einer weiteren Variante in Betracht gezogen werden, welche es ermöglicht, die Leitungen durch das Zentrum der Schwenkachse zu führen. Hierzu wäre eine andere Positionierung des Motors des GDA, z.B. am Ende des Schwenkarms, notwendig.

Literaturverzeichnis

[1] Böhm, Werner: Elektrische Antriebe / Werner Böhm - 4., überarb. Aufl.- Würzburg: Vogel, 1996

[2] Vogel, Johannes: Elektrische Antriebstechnik / von Johannes Vogel u.a. - 6.,vollst. Überarb. Aufl. - Heidelberg: Hüthig, 1998

[3] Vogel, Harald: Konstruieren mit Solid Works – München: Carl Hanser

[4] THK, Hauptkatalog, Kreuzrollenlager

URL:https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/382G_CrossRollerRing.pdf

[5] Rexroth, Katalog R310 3100, Kugelbüchsenführungen

URL:[http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?](http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=114929&mvid=5096&clid=1&sid=69801A235774F36816284AA8C0AD1AF6&sch=M)

[db=brmv2&lvid=114929&mvid=5096&clid=1&sid=69801A235774F36816284AA8C0AD1AF6&sch=M](http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=114929&mvid=5096&clid=1&sid=69801A235774F36816284AA8C0AD1AF6&sch=M)

[6] Narr, Produktprospekt: SERAC XH

URL:http://www.strom-statt-oel.de/Bilder/1_PDF/Narr_Prospekt_XH.pdf

Anlagen

Anlage 1: Entwurfszeichnung

Anlage 2: Stückliste

Die der Anlagen enthaltene Entwurfszeichnung zeigt den letzten Stand der kompletten HSE.

Die einzelnen Komponenten sind nummeriert und in der darauf folgenden Stückliste, siehe Anlage 2, aufgeführt.

DIN-Teile, wie Schrauben bzw. Sicherungsringe sind weder nummeriert noch in der Stückliste aufgeführt.

Die Zeichnung enthält außerdem noch Angaben zu den Gesamtabmessungen sowie Anschlussmaßen der HSE.

Anlage 1: Entwurfszeichnung

| POS-NR. | BENENNUNG | BESCHREIBUNG | MENGE |
|---------|-----------------------------------|--|-------|
| 1 | Mantel_Schwenkantrieb | Mantel der Schwenkeinheit | 1 |
| 2 | Verbindung_Schwenkantrieb | Verbindungsring zwischen Mantel und Stator | 1 |
| 3 | Rotor | Rotor des Schwenkantriebs | 1 |
| 4 | Stator | Stator des Schwenkantriebs | 1 |
| 5 | Verbindung_Rotor_Teilungstrommel | Verbindung zwischen Rotor und Teilungstrommel | 1 |
| 6 | Teilungstrommel | Teilungstrommel des Messsystems | 1 |
| 7 | Trägerplatte_Abstastkopf | Trägerplatte für Abtastkopf | 1 |
| 8 | Gewindeplatte | Gewindeplatte um Abtastkopf zu befestigen | 1 |
| 9 | Verbindung_Schwenkantrieb_Lager | Verbindung zwischen Rotor und Lager | 1 |
| 10 | Deckel_Schwenkantrieb | Deckel des Schwenkantriebs | 1 |
| 11 | Kreuzrollenlager | Kreuzrollenlager des Schwenkantriebs | 1 |
| 12 | Klemmring_Kreuzlager | Klemmring um Kreuzlager zu befestigen | 1 |
| 13 | Verbindung_Lager_Schwenkarm | Verbindung zwischen Lager und Schwenkarm | 1 |
| 14 | Dichtring | Dichtring der Schwenkeinheit | 1 |
| 15 | Abtastkopf | Abtastkopf des Messsystems | 1 |
| 16 | Führungsschiene | Führungsschiene der Linearführung | 2 |
| 17 | Zylinder_innen | innerer Zylinder der Hubeinheit | 1 |
| 18 | Zylinder_außen | Gehäusezylinder der Hubeinheit | 1 |
| 19 | Verbindung_Führungswagen_Zylinder | Verbindungsplatten um Führungswagen an Gehäuse zu befestigen | 2 |
| 20 | Führungswagen | Führungswagen der Linearführung | 4 |
| 21 | Klemmleiste | Klemmleiste für Führungsschienen | 2 |
| 22 | Verbinder_Kolbenstange | Verbindung zwischen Kolbenstange und Bodenplatte | 1 |
| 23 | Bodenplatte | Bodenplatte der Hubeinheit | 1 |
| 24 | Boden_innen | Boden des inneren Zylinders | 1 |
| 25 | Deckel_innen | Deckel des inneren Zylinders | 1 |
| 26 | Nabe_01_Kupplung | Motorseitige Kupplungsklaue | 1 |
| 27 | Zahnkranz_Kupplung | Dämpfung zwischen Kupplungsklaue | 1 |
| 28 | Motor_GDA | Antrieb des Greiferdrehantriebs | 1 |
| 29 | Narr_Linearzylinder | Linearzylinder der Hubeinheit | 1 |
| 30 | Kabelführung | Kabelführung der Hubeinheit | 1 |
| 31 | Blechmantel | Blechmantel der Hubeinheit | 1 |
| 32 | Lagerschale | Lagerschale des Greiferdrehantriebs | 1 |
| 33 | Rillenkugellager | Kugellager | 4 |
| 34 | Abstandshülse_Lager | äußere Hülse zwischen Kugellager | 2 |
| 35 | Abstandshülse_Lager_innen | innere Hülse zwischen Kugellager | 2 |
| 36 | Klemmring | Klemmring für Lagerschale | 2 |
| 37 | Drehachse | Achse des Greiferdrehantriebs | 1 |
| 38 | Spannsatz | Spannsatz | 3 |
| 39 | Synchrone Scheibe | Synchrone Scheibe für Zahnriemen | 2 |
| 40 | Nabe_02_Kupplung | Achsseitige Kupplungsklaue | 1 |
| 41 | Schwenkarm | Schwenkarm der Schwenkarmbaugruppe | 1 |
| 42 | Schwenkachse | Hohlwelle des Greifers | 1 |
| 43 | Lagerschale_01 | Lagerschale des Greifers | 1 |
| 44 | Befestigung_Greifer | Befestigung für Greifer | 1 |
| 45 | Greifer | Greifer | 1 |
| 46 | Spannrolle | Spannrolle für Zahnriemen | 1 |
| 47 | Befestigung_Spannrolle | Befestigung für Spannrolle | 1 |

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Mittweida, den 26. September 2011

Ron Mettendorf